

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

# Konstrukční návrh kulové dráhy velkostroje

## Construction Design of Large-Scale Excavator Globular Track

Student:

Ladislav Michálek

Vedoucí bakalářské práce:

Prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **Ladislav Michálek**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 10 Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin  
Téma: **Konstrukční návrh kulové dráhy velkstroje**  
**Construction Design of Large-Scale Excavator Globular Track**

Zásady pro vypracování:

- 1) Proveďte rešerši zařízení pro otáčení horní stavby velkstrojů
- 2) Proveďte konstrukční návrh kulové dráhy velkstroje, který má hmotnost horní stavby 3000 tun
- 3) Proveďte základní výpočet pohonu otoče a maximální zatížení koulí kulové dráhy pro maximální pracovní sklon 7%
- 4) Proveďte detailní výkres spodního segmentu kulové dráhy

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, 2007. 48 s.  
GONDEK, H., ŠEVČÍK, A. *Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin I*, Vydařa: VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2006, 102 s. ISBN 80- 248- 1040 - 9  
BOLEK, A., KOCHMAN, J., et.al.: *Části strojů – 1. svazek*. 5. vydání I, Praha. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989, 775 s. ISBN 80-03-00048-7.  
DROBNÝ, J. *Dálková pásová doprava, I*, SNTL Praha 1970. 153 S.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Některé z použitých obrázků v rešerši, jsou detaily z výkresů, které jsou duševním vlastnictvím autorských společností. Bez jejich souhlasu není možné tyto obrázky dál reprodukovat. Upozornění na tuto skutečnost je uvedeno vždy přímo v konkrétním obrázku. K použití detailů výkresů pro účely této bakalářské práce jsem od autorských společností získal souhlas.

V Ostravě: 21. 05. 2012




.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 05. 2012



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Ladislav Michálek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Nedbalova 1828, Teplice, 415 01

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

MICHÁLEK, L. *Konstrukční návrh kulové dráhy velkostroje: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a zařízení, 2012, 57 s. Vedoucí práce: Prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Tato bakalářská práce se zabývá výpočtem a konstrukčním návrhem kulové dráhy otoče velkostroje dle zadaných parametrů horní stavby. Součástí práce je rovněž základní výpočet pohonu otoče takto dimenzované horní stavby velkostroje. Tato práce v úvodu přehledně shrnuje konstrukční řešení otočných zařízení horní stavby velkostrojů a umožňuje snadnější orientaci v této problematice. Jedna z kapitol rešerše rekapituluje otočná zařízení velkostrojů v současnosti provozovaných v lokalitách Doly Bílina (dále jen „DB“) a Doly Nástup Tušimice (dále jen „DNT“). Hlavním cílem práce je základní konstrukční rozvaha nad problematikou kulových drah s přihlédnutím k souvisejícím pracovním a provozním zatížením a klimatickým vlivům.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

MICHÁLEK, L. *Construction Design of Large-Scale Excavator Globular Track: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machinery and Design, 2012, 57 s. Thesis head: Prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

This bachelor thesis is dealing with the calculation and construction design of globular track of large-scale excavator according to parameters of upper construction. Part of my job is also a basic calculation of drive of rotary device of this upper construction. This work clearly in the introduction is summarizing the designs of rotary devices of upper construction of large-scale excavators and is allowing for easier orientation in this issue. One chapter of research is summarizing rotary devices, which currently is operating in the localities Doly Bílina (hereinafter „DB“) a Doly Nástup Tušimice (hereinafter „DNT“). The principal aim of this work are basic design considerations on the issue of globular tracks, with regard to relevant working and operating load and weather conditions.

## Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů .....	7
0. Úvod .....	10
1. Rešerše zařízení pro otáčení horní stavby velkostrojů .....	11
1.1 Pohon otoče .....	13
1.2 Otočné zařízení s kruhovou kolejnicí a otočovými pojezdovými vahadly .....	15
1.3 Otočné zařízení s kladkovým věncem .....	15
1.4 Otočné zařízení s hydraulicky podepřenými otočovými pojezdovými vahadly .....	17
1.5 Otočné zařízení s velkopřůměrovým ložiskem .....	17
1.6 Otočné zařízení s valivou (kulovou) dráhou .....	20
1.6.1 Hlavní odlišnosti, výhody a nevýhody valivé dráhy .....	21
1.6.2 Hlavní komponenty valivé dráhy .....	23
1.7 Otočná zařízení používaná na velkostrojích Severočeských dolů a.s. ....	26
2. Konstrukční návrh kulové dráhy velkostroje, který má hmotnost horní stavby 3 000 tun	34
3. Základní výpočet pohonu otoče a maximální zatížení koulí kulové dráhy pro maximální pracovní sklon 7 % .....	39
3.1 Základní výpočet pohonu otoče pro maximální pracovní sklon 7 % .....	39
3.2 Maximální zatížení koulí kulové dráhy pro maximální pracovní sklon 7 % .....	45
4. Konstrukční návrh spodního segmentu kulové dráhy .....	48
5. Závěr .....	52
6. Poděkování .....	53
7. Seznam citované literatury .....	54
8. Seznam obrázků .....	55
9. Seznam tabulek .....	56
10. Seznam příloh .....	57

### Seznam použitých značek a symbolů

Označení	jednotka	význam
$C$	[kN]	dynamická únosnost valivých ložisek
$C_0$	[kN]	statická únosnost valivých ložisek
$c$	-	součinitel boční rozpojovací síly
$D_0$	[m]	střední průměr kulové dráhy (v ose koulí)
$d_k$	[mm]	průměr koule
$e$	[m]	excentricita horní stavby
$F_b$	[kN]	boční rozpojovací síla
$F_e$	[kN·m <sup>-1</sup> ]	měrné excentrické zatížení kulové dráhy
$F_{\max k}$	[kN]	maximální zatížení koule
$F_s$	[kN·m <sup>-1</sup> ]	měrné centrické zatížení kulové dráhy
$F_r$	[kN]	rozpojovací síla
$F_t$	[kN]	tíhová síla otočné části
$F_0$	[kN]	síla zatěžující jednu kouli
$f_e$	-	součinitel excentricity zatížení kulové dráhy
$f_p$	-	součinitel prokluzu koulí
$f_v$	-	součinitel valení
$G_{hs}$	[t]	hmotnost otočné horní stavby
$G_i$	[kg]	dílčí hmotnost části stroje
$G_m$	[t]	hmotnost těživa
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
HB	-	tvrdost dle Brinella
HRC	-	tvrdost dle Rockwella
$I$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	celkový moment setrvačnosti horní otočné části
$i$	-	převodový poměr
$k$	-	součinitel momentu setrvačnosti

$k_0$	[MPa]	kontaktní tlak na kouli kulové dráhy
$M_b$	[kNm]	moment odporu od boční rozpojovací síly
$M_c$	[kNm]	celkový moment odporů
$M_d$	[kNm]	dynamický moment odporu
$M_n$	[kNm]	moment odporu od náklonu otočné horní stavby
$M_{St}$	[kNm]	statický moment odporu
$M_t$	[kNm]	moment pasivních odporů otoče
$M_v$	[kNm]	moment odporu větru
$m$	[kg]	hmotnost horní stavby
$n$	[ks]	počet koulí
$n_o$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky otoče
$P$	[kW]	jmenovitý výkon
$P_{max}$	[kW]	maximální výkon
$P_v$	[N·m <sup>-2</sup> ]	tlak větru
$p_0$	[MPa]	kontaktní tlak na kulovou dráhu
$Q$	[kN]	celková únosnost kulové dráhy
$q$	[kN·m <sup>-1</sup> ]	měrné zatížení
$R_a$	[μm]	střední aritmetická odchylka profilu (drsnot povrchu)
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$r_b$	[m]	rameno působíště boční rozpojovací síly
$r_i$	[m]	dílčí poloměr položení součásti horní stavby od středu otoče
$r_{iv}$	[m]	dílčí rameno působíště síly větru
$r_1$	[cm]	poloměr koule
$r_2$	[cm]	poloměr žlábků pro kouli v segmentu kulové dráhy
$S_i$	[m <sup>2</sup> ]	dílčí plocha otočné horní stavby vystavená větru
$s$	[m]	rozteč koulí
$t$	-	součinitel provedení rozteče koulí



---

$t_r$	[s]	čas rozběhu otoče
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost kola
$v_o$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost otoče
$v_v$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost větru
$\delta$	[°]	náklon otočné horní stavby
$\eta_m$	-	mechanická účinnost pohonu otoče
$v_1 v_2$	-	pomocný součinitel
$\rho_{vz}$	$[kg \cdot m^{-3}]$	měrná hmotnost vzduchu
$\varphi$	[°]	úhel polohy tíhové síly otočné části
$\omega_o$	$[s^{-1}]$	úhlová rychlost otoče

## 0. Úvod

Svou bakalářskou práci jsem vypracovával ve společnosti SD – 1.strojírenská, a.s., dceřiné společnosti Severočeských dolů a.s. Jde o servisní organizaci s dlouholetou tradicí a bohatými zkušenostmi v oblasti výroby náhradních dílů, údržby, oprav a modernizace dobývacích strojů a těžebního zařízení, provozovaného v lokalitách DB a DNT.

Úkolem mé práce je navrhnout a správně dimenzovat kulovou dráhu velkstroje, který má hmotnost otočné horní stavby 3 000 tun a pracuje v maximálním povoleném pracovním sklonu 7 %. K takto definovanému stroji dále udělat základní rozvahu nad souvisejícími zatěžujícími vlivy a provést výpočet pohonu otoče.

Otoč velkstroje, potažmo kulová dráha je velice namáhaný konstrukční uzel, který je po celou dobu životnosti stroje nepřetržitě zatížený. Za klidu stroje je to vlivem stálého zatížení plynoucího především z vlastní hmotnosti horní stavby a klimatických podmínek. Za provozu stroje pak k těm stálým přibývají další provozní, dynamická, mimořádná a nahodilá zatížení. Proto je nesmírně důležité, aby kulová dráha byla vhodně konstrukčně navržena a správně dimenzována. Jenom tak lze dosáhnout požadované vysoké bezpečnosti, provozní spolehlivosti a dostatečné životnosti s minimálními náklady na údržbu.

## 1. Rešerše zařízení pro otáčení horní stavby velkostrojů

**Otočné zařízení** – tzv. otoč, je základní konstrukční uzel velkostrojů. Otoč zajišťuje především otáčení horní stavby stroje a tím natáčení funkčních orgánů – výložníků, sloužících k dobývání, předávání a zakládání materiálu do pracovních poloh (viz obr. 1).



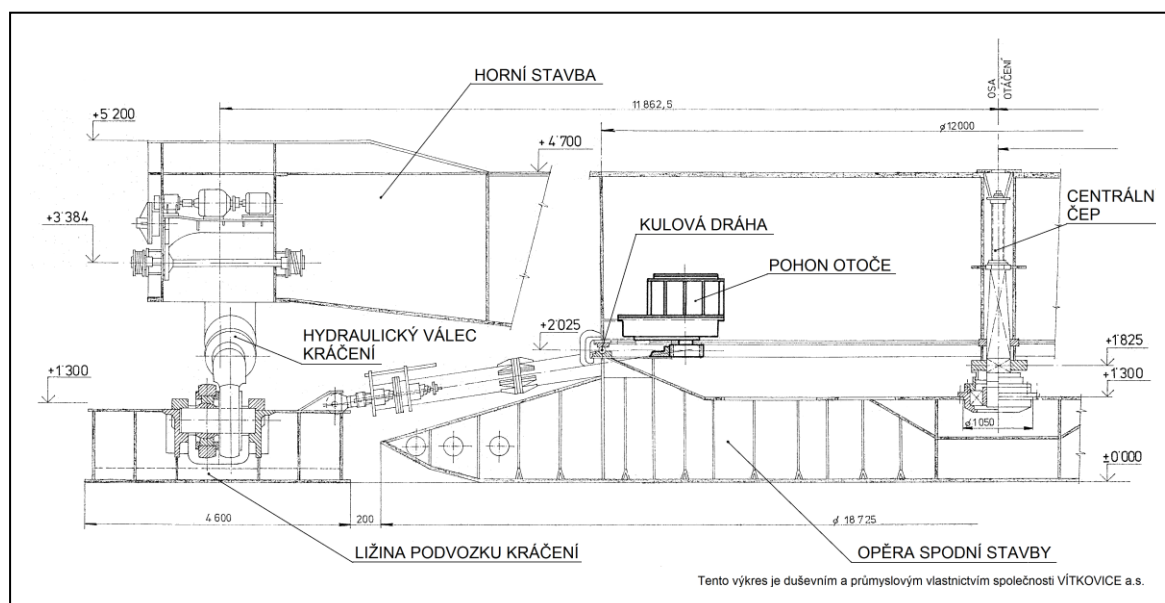
Obrázek 1 – Otáčení horní stavby kolesového rýpadla SchRs 1320 na DNT

Nároky na otočové zařízení jsou velké. Otoč musí, kromě řízeného otáčení horní stavby, zajistit především spolehlivý přenos axiálních a radiálních sil mezi horní a spodní stavbou velkostroje. Musí bezpečně přenášet, kromě stálých zatížení, nahodilá provozní, dynamická, klimatická a mimořádná zatížení a eliminovat klopný moment. Ten vzniká zejména působením kolísavého zatížení kola vlivem rozdílného rypného odporu a interakce rypných orgánů s těženou horninou. Dále v důsledku rozdílné tloušťky třísky, náhlého bočního nárazu či podepření kola, dynamických sil od pohybujících se, nerovnoměrně rozmístěných hmot na pásech výložníků, nálepů těžného materiálu, atd. Z klimatických podmínek je důležitý zejména vliv větru. Poryvy větru mohou na pracovní výložníky a potažmo na otoč působit proměnnou rychlostí a tlakem v závislosti na směru větru a aerodynamické štíhlosti konstrukce a mohou negativně ovlivnit stabilitu stroje. Z výše uvedených důvodů musí být otoč správně dimenzována a velkostroj musí být vybaven přístrojem pro měření rychlosti větru. [4] *Přístroj musí v okamžiku, kdy rychlost větru dosáhne  $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , vyřadit stroj z činnosti, tj. vypnout pohony kola a všechny další*

hlavní pracovní pohony stroje. [5] Charakteristické zatížení větrem za provozu se počítá z rychlosti větru  $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Zatížení mimořádným větrem se uvažuje pro stroj mimo provoz pro rychlost větru  $42 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Významnou roli hraje také skutečnost, zda se jedná o velkostroj s výsuvovým či s bezvýsuvovým provedením kolesového výložníku. Výsuv mění délku kolesového výložníku a tím poloměr otáčení výložníku s dobývacím orgánem (kolesem). V důsledku toho je otoč s pohony zatěžována proměnným momentem setrvačnosti a proměnnými momenty odporu od boční rozpojovací síly a větru.

Důležité také je, zda je horní stavba velkostroje středěná na středovém čepu (např. rýpadlo KU 800), nebo pouze na vlastním otočovém zařízení (např. rýpadlo K 2000). Velkstroje se středovým čepem mají horní stavbu vystředěnou na středovém (tzv. centrálním, nebo též královském) čepu s valivým ložiskem. Ten do určité míry zvyšuje stabilitu otoče a bezpečnost proti převržení horní stavby. U některých zakladačů je vzhledem k jejich specifické kinematice kráčení centrální čep nezbytný (viz obr. 2).



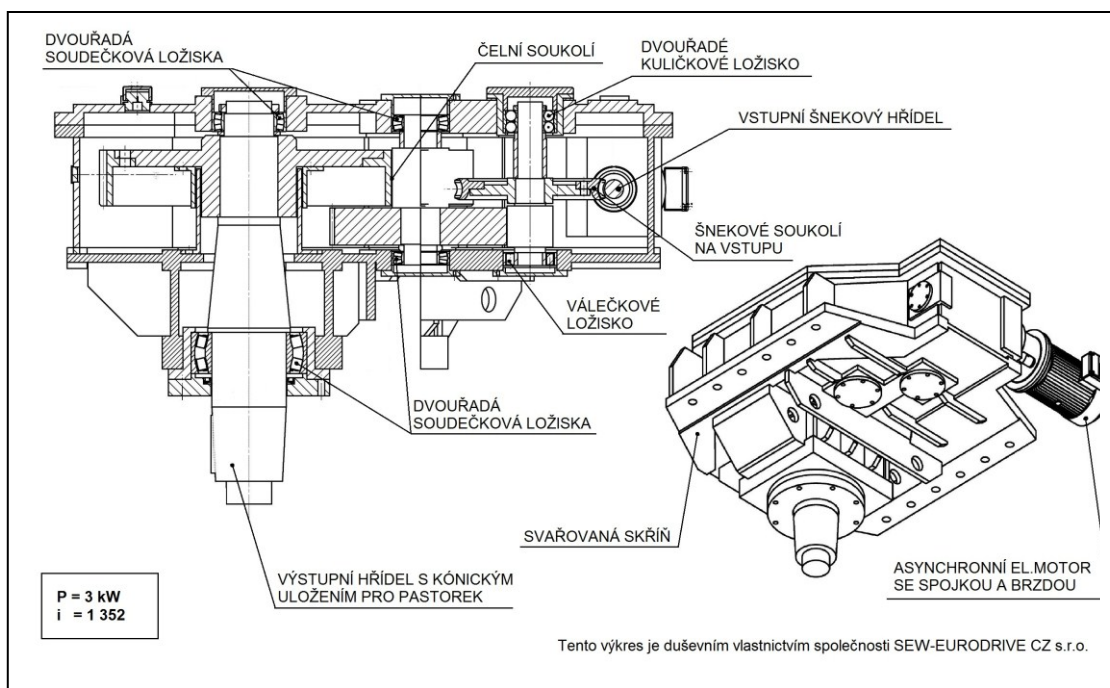
Obrázek 2 – Otoč zakladače ZP 6800.1 s centrálním čepem [6]

V neposlední řadě musí otoč zajišťovat bezpečný přenos elektrické energie ze spodní do horní stavby velkostroje. Ve většině případů je tento přenos řešen kabelovou smyčkou, nebo pomocí kroužkového sběrače, eventuálně prostřednictvím kabelového bubnu.

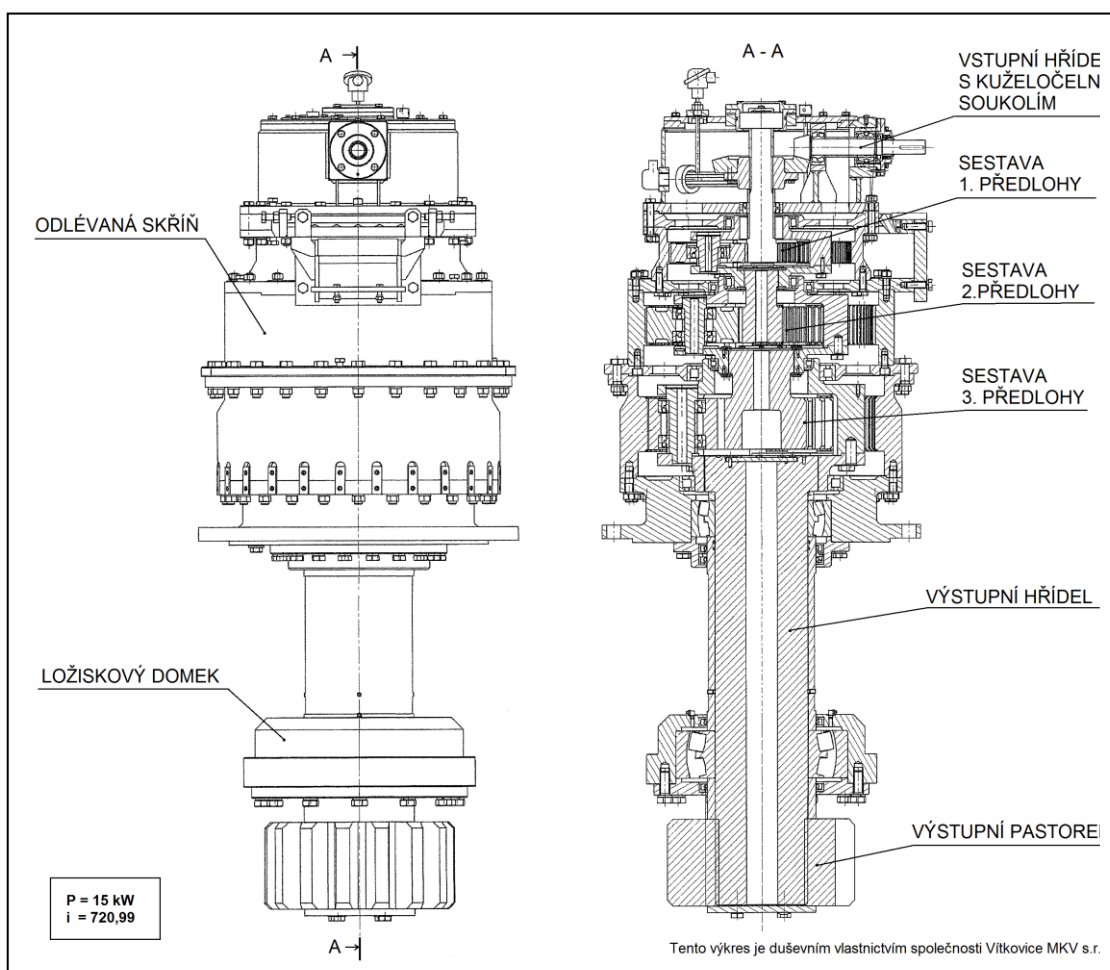
## 1.1 Pohon otoče

Hlavní částí každého otočného zařízení je pohon. Technické požadavky na pohony otoče jsou velmi vysoké, protože musí zabezpečovat vysoký rozsah regulace rychlosti pro plynulý rozběh a zastavení pohybu a plynulou změnu rychlosti pohybu. Dále musí splňovat podmínky dovoleného zatížení ocelové konstrukce a nesmí umožnit otočení zatížených částí stroje v opačném směru, který by se mohl stát zdrojem rizika. Proti tomuto nechtěnému samovolnému pohybu, který by mohl vzniknout např. přetížením bočními silami, působením větru a vlivem vnějších sil při největším dovoleném náklonu stroje, jsou pohony otoče chráněny automaticky působící brzdou. Tato brzda musí zůstat v činnosti i po přerušení dodávky elektrické energie.

Pohonná jednotka se skládá z hnacího motoru a převodové skříně s výstupním pastorkem zabírajícím do zubů ozubeného věnce. Hnacím motorem je buď elektromotor, nebo hydromotor. Aby byly dodrženy technicky přijatelné rozměry ozubení posledního převodu z pastorku na ozubený věnec, bývá často nasazen větší počet pohonů. Protože celkový ozubený převod dosahuje vysokých hodnot převodového poměru, používají se např. šnekové převodovky (viz obr. 3), nebo několikastupňové planetové převodovky, které mají rovněž přijatelné zástavbové rozměry a disponují vysokým převodovým poměrem (viz obr. 4).



Obrázek 3 – Šneková převodovka SEW otoče pásového vozu PVZ 2500-2 [7]



Obrázek 4 – Planetová otočová převodovka MKV zakladače ZPDH 6300.1 [8]

Pro snadnější seřízení záběru a zubové vůle pastorku pohonu a ozubeného věnce otoče se obvykle využívá excentrický plášť převodovky, excentrické svorníky, nebo tzv. výstředník. Výstředník je excentrická vložka pro válcovou převodovou skříň. Aby po seřízení vlivem provozu nedocházelo ke zvětšení zubové vůle, je nutné po ustavení záběru převodovku vhodně zajistit proti pootočení – např. pomocí klínů.

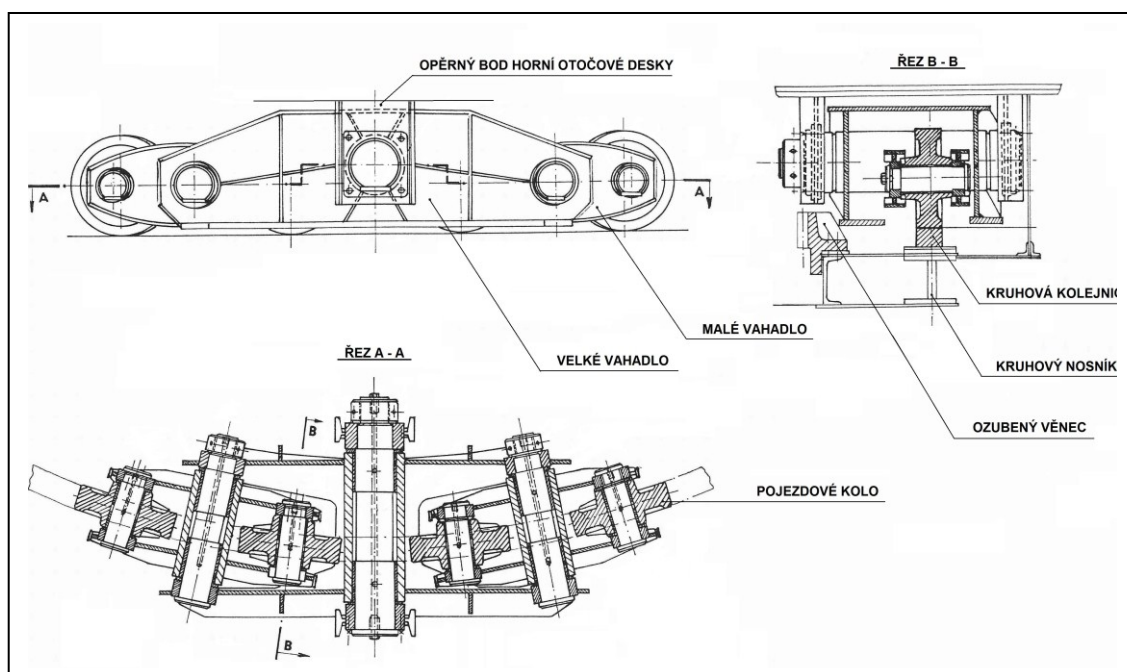
#### **Základní rozdělení dle konstrukčního provedení otočných zařízení: [1]**

- *s kruhovou kolejnicí a otočovými pojezdovými vahadly*
- *s kladkovým věncem*
- *s hydraulicky podepřenými otočovými pojezdovými vahadly*
- *s velkopřůměrovým ložiskem*
- *s kulovou (valivou) dráhou*



## 1.2 Otočné zařízení s kruhovou kolejnicí a otočnými pojezdovými vahadly

Provedení, kdy se horní stavba velkostroje otáčí na čtyřech velkých vahadlech, ve kterých je začepována dvojice malých vahadel s párem pojezdových kol (viz obr. 5). Veškeré zatížení z horní stavby velkostroje se tak roznáší na 4 čepy velkých vahadel a dál přes 8 čepů malých vahadel na 16 čepů pojezdových kol, pojíždějících po kruhové kolejnici, která je připevněna na kruhovém nosníku spodní stavby.



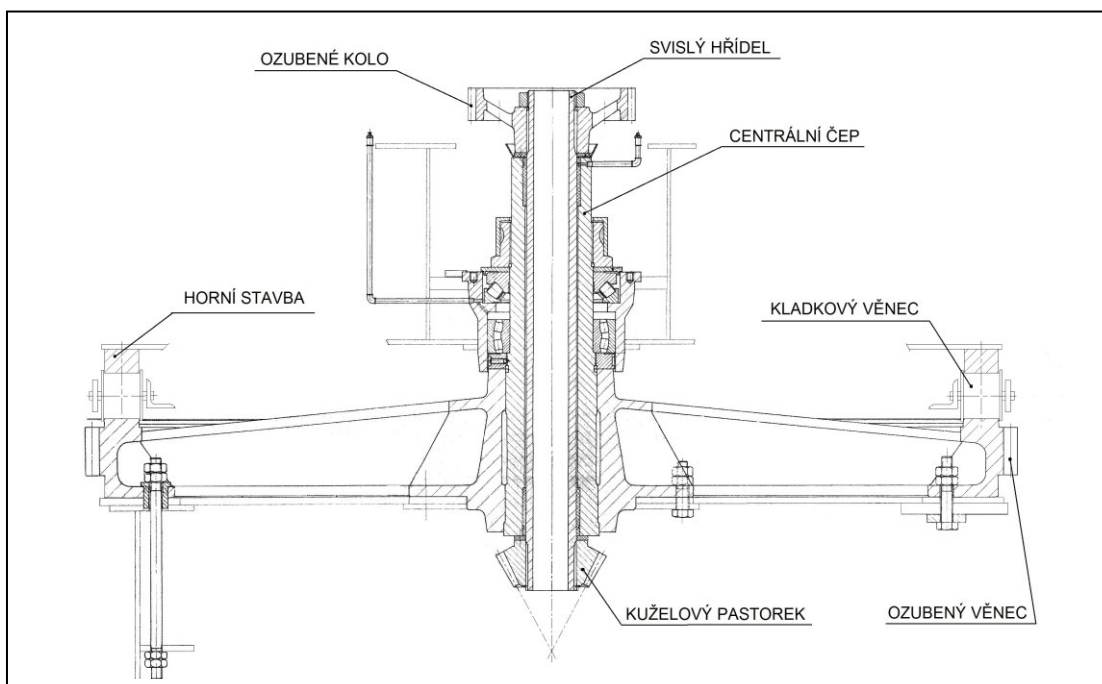
Obrázek 5 – Otočné zařízení s kruhovou kolejnicí a otočnými pojezdovými vahadly kolesového rýpadla K 800 N1 [9]

Pojezdová kola nemají nákolky, takže jsou schopna přenášet pouze vertikální síly a nemohou zachycovat žádné horizontální zatížení od náklonu stroje, rypných odporů, větru, atd. Horizontální síly jsou zachycovány dalšími svislými vodícími kladkami. Hřídele těchto kladek jsou ale namáhány ohybem a mohlo by dojít i k nepříznivé situaci, kdy veškeré horizontální síly by zachycovala jenom jedna kladka. Tato skutečnost omezuje tento dnes už technicky přežitý typ otoče k použití na rýpadlech s menší provozní hmotností, obvykle do 2 500 t.

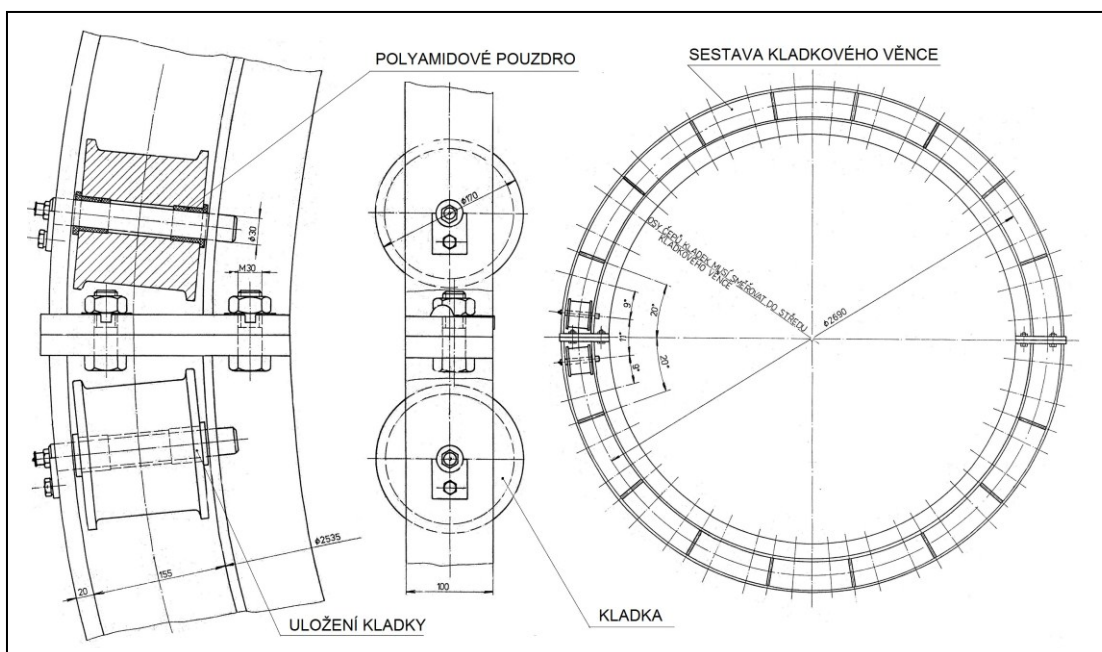
## 1.3 Otočné zařízení s kladkovým věncem

Toto konstrukční řešení otoče, nazývané též „mnohokladkové uložení“, se používá především u lopatových rýpadel a rýpadel s vlečným korečkem. Jde o provedení otoče

s centrálním čepem (viz obr. 6). Kladkový věnec přenáší vertikální síly a centrální čep přenáší síly horizontální. Kladkový věnec (viz obr. 7) se skládá ze dvou, šrouby spojených polovin a prostřednictvím válcových, nebo kónických kladek s nákolky se odvaluje mezi dvěma kolejnicemi horní a spodní stavby. Ozubený věnec s vnitřním, nebo vnějším ozubením je součástí kolejnice spodní stavby a zabírá do něj pastorek planetové převodovky umístěné na otočné desce horní stavby.



Obrázek 6 – Uložení centrálního čepu otoče lopatového rýpadla E 302 [10]



Obrázek 7 – Kladkový věnec s válcovými kladkami lopatového rýpadla E 303 [11]



### 1.4 Otočné zařízení s hydraulicky podepřenými otočnými pojezdovými vahadly

Méně časté konstrukční řešení, kdy se horní stavba velkostroje otáčí na velkých vahadlech, sdružených většinou do čtyř skupin po obvodu otoče. V nosných sloupech vahadel jsou uloženy hydraulické válce, které pomocí tlakového média vyrovnávají svislé zatížení působící z otočné horní stavby. V opěrných kulových kloubech jsou uložena dvojkolí s pojezdovými koly. K zachycení sil ve směru otáčení slouží pomocné konstrukce, do kterých jsou zakotveny kraje podvozku dvojkolí. Další varianta je obdobná, ale opačné provedení otoče s kolejnicí na spodní části otočové desky horní stavby a hydraulickými vahadly na spodní stavbě.

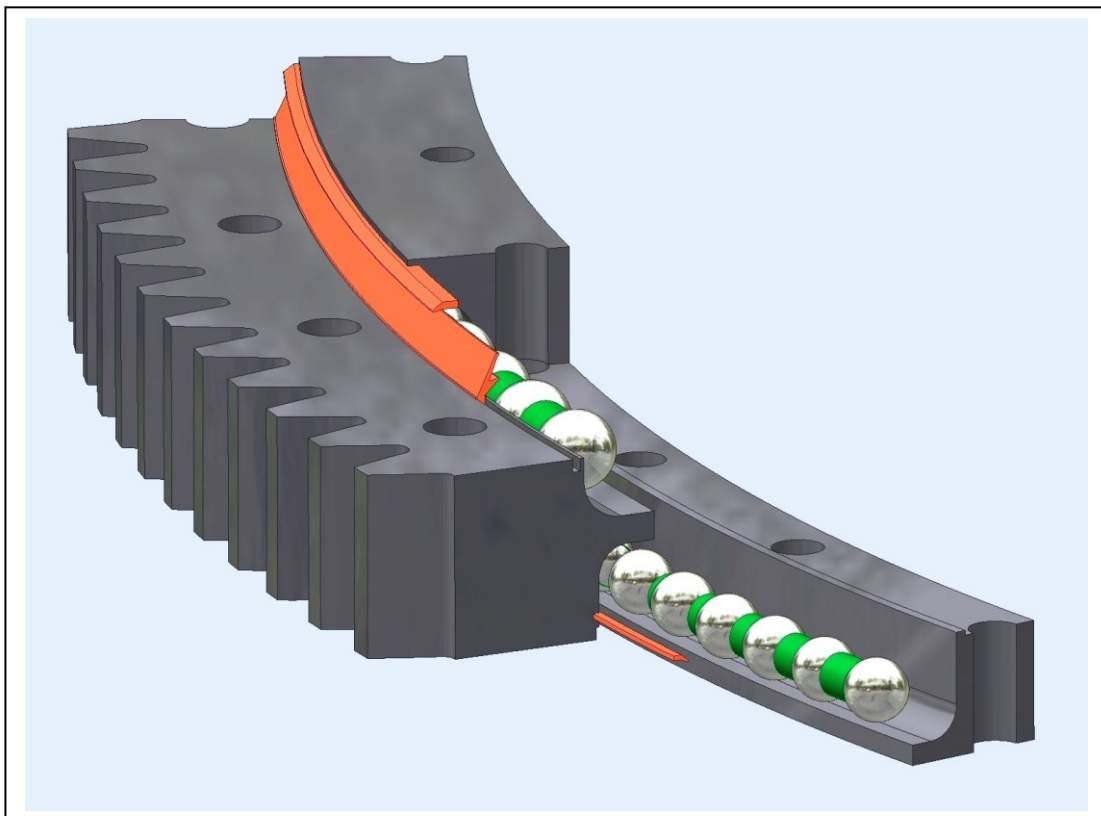
### 1.5 Otočné zařízení s velkopřůměrovým ložiskem

Velice častým konstrukčním řešením menších otočí do průměru 5 500 mm a pro zatížení obvykle do 350 t, jsou speciální velkopřůměrová ložiska. Vyrábí se ve třech základních řadách:

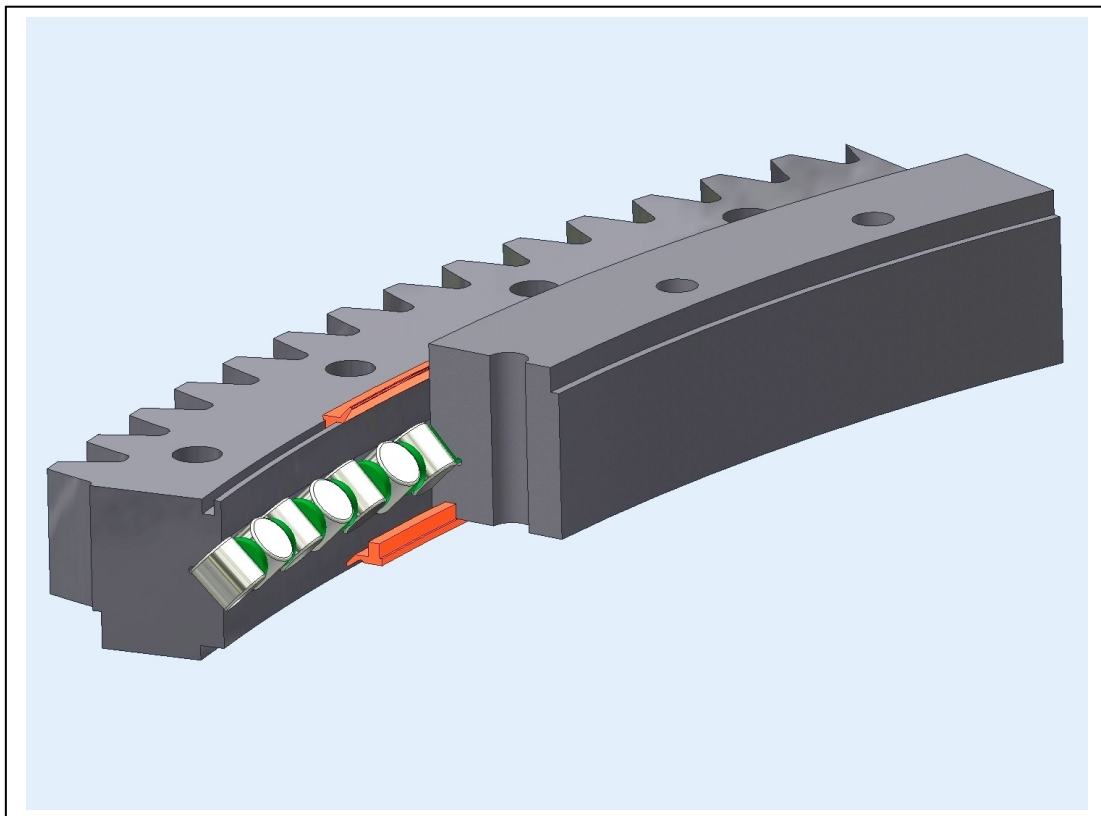
- bez ozubení
- s vnitřním ozubením
- s vnějším ozubením

Z hlediska provedení, vnitřního uspořádání a možného zatížení jsou pak vyráběna v celé řadě variant, jako např.:

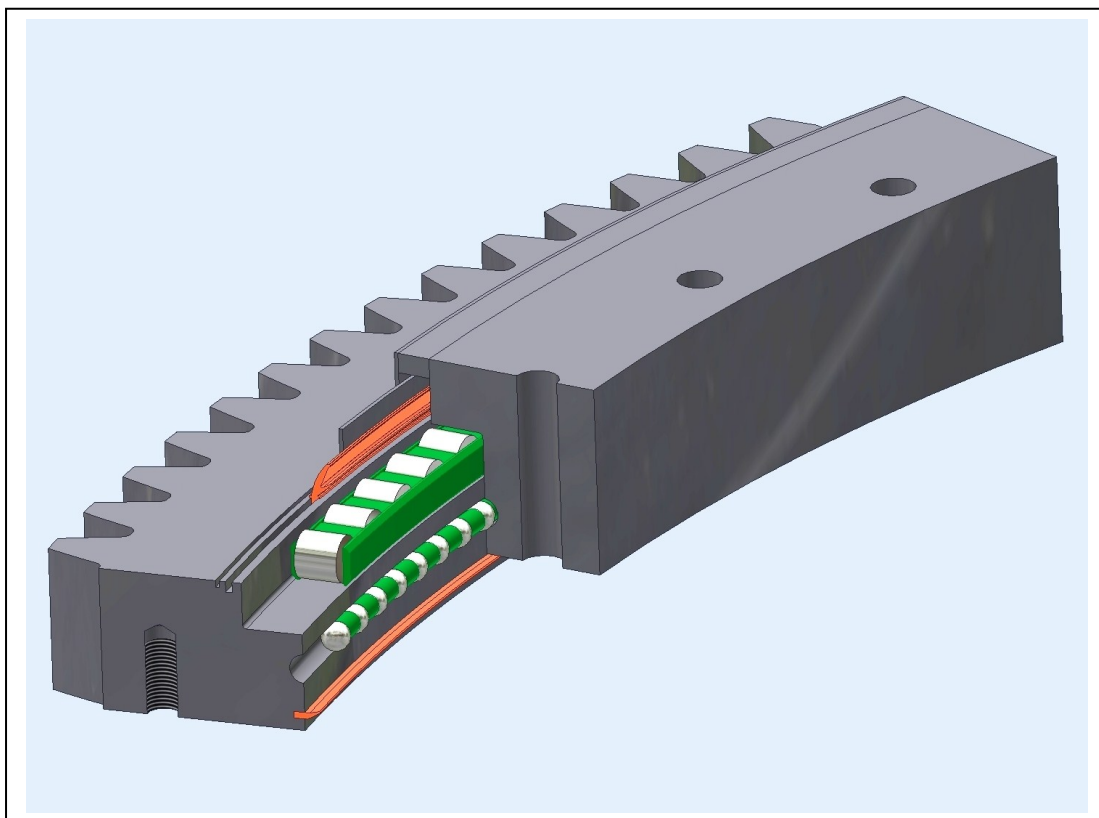
- jednořadá kuličková se čtyřbodovým stykem;
- dvouřadá kuličková s kosoúhlým stykem (viz obr. 8), která jsou schopna, kromě axiálního zatížení, přenášet rovněž radiální síly a klopné momenty;
- jednořadá válečková se zkříženými válečky, tzv. PLC ložiska (viz obr. 9), kde válečky jsou střídavě uloženy podle os otáčení, a každý druhý váleček svírá se sousedním válečkem pravý úhel;
- kombinovaná dvouřadá, válečková/kuličková, radiálně-axiální (viz obr. 10);
- dvouřadá válečková s kosoúhlým stykem;
- trojřadá válečková, radiálně-axiální (viz obr. 11);
- kluzná ložiska pro otoče;
- ložiska pro otoče s integrovaným pohonem.



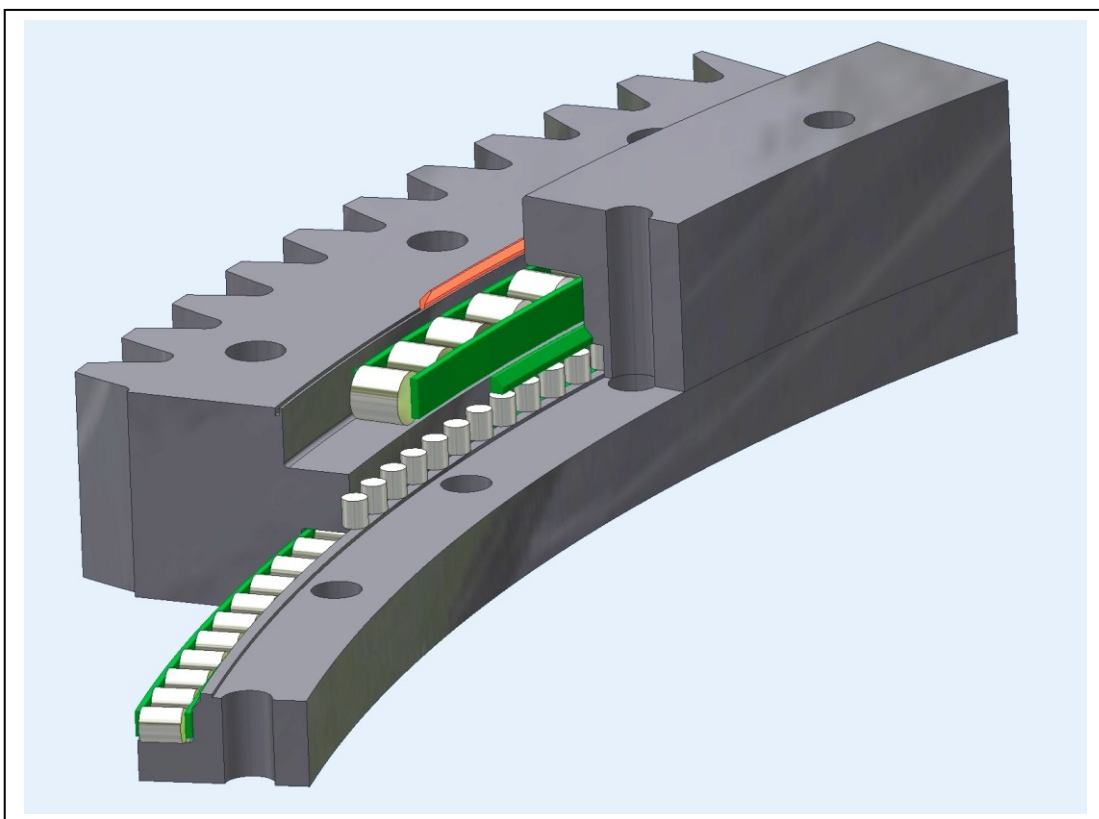
Obrázek 8 – Dvouřadé kuličkové ložisko otoče s kosoúhlým stykem



Obrázek 9 – Jednořadé válečkové se zkříženými válečky



Obrázek 10 – Kombinované válečkové/kuličkové, radiálně-axiální ložisko



Obrázek 11 – Trojřadé válečkové ložisko, radiálně-axiální

### 1.6 Otočné zařízení s valivou (kulovou) dráhou

[3] *Valivá dráha je kruhová dráha, která valivými elementy umožňuje otáčení horní stavby rýpadla. Otočné zařízení s valivou – kulovou dráhou je v současné době nejpoužívanější konstrukční provedení otoče velkostrojů (viz obr. 12). Skládá se z vlastní valivé dráhy a ozubeného věnce pevně spojeného s horní nebo dolní stavbou, do kterého zabírají pastorky otočových převodovek.*



Obrázek 12 – Valivá (kulová) dráha rýpadla KU 800/17 na DB

V principu je valivá dráha velmi podobná axiálnímu ložisku. Jako valivé elementy se používají koule, nebo jen výjimečně válečky. Provedení valivé dráhy může být stejně jako u axiálního ložiska jednořadé, nebo dvouřadé. Valivá dráha přenáší pouze axiální zatížení.

Pro správnou funkci a dlouhou životnost valivé dráhy je důležité, aby byla horní stavba velkostroje správně vyvážená a těžiště horní stavby se nacházelo co nejblíže ke středu valivé dráhy. Horní stavbu lze dobře vyvážit hlavně u velkostrojů s bezvýsuvovým provedením kolesového výložníku. U některých velkostrojů s výsuvem kolesového výložníku, např. KU 800, prakticky není možné dosáhnout ideálního vystředění, protože v důsledku vysouvání výložníku se mění poloha těžiště horní

stavby a to navzdory tomu, že na výsuv kolesového výložníku reaguje pohybem strojovna s protizávažím, která je zavěšena na paralelogramických ramenech vyvažovacího výložníku, a vyrovnává poměr sil.

### 1.6.1 Hlavní odlišnosti, výhody a nevýhody valivé dráhy

#### Odlišnosti:

- Kroužky i klece valivé dráhy jsou dělené a skládají se z mnoha segmentů;
- Velký počet valivých elementů;
- Geometrická odlišnost průměrů ( $D/d$ ) 50 až 250 u valivé dráhy, proti 10 až 30 u standardního, konvenčního ložiska;
- Otáčení za nízkých provozních otáček ( $0,2 - 1,0 \text{ min}^{-1}$ ) pouze v určitém pracovním úhlu;
- Z důvodu značných rozměrů použití zvláštních měřicích metod;
- Valivá dráha je nestandardní, nekonvenční ložisko, vyráběné na zakázku, takže nejsou známy hodnoty jeho statické a dynamické únosnosti  $C_0$  a  $C$ ;
- Mazání valivé dráhy musí být řešeno samostatným mazacím okruhem pro zvláštní mazivo.

#### Výhody: [1]

- *Dovoluje vytvořit pevnou konstrukční skupinu uzavřeného tvaru;*
- *Vylučuje chyby ve středění při montáži;*
- *Má nízkou zástavbovou výšku.*

#### Nevýhody:

- Nižší přesnost a tuhost dílensky vyráběné a ze segmentů skládané valivé dráhy oproti v takřka laboratorních podmínkách sériově vyráběným ložiskům;
- Nerovnoměrné opotřebení valivé dráhy. Protože se horní stavba neotáčí plynule dokola jako klasické ložisko, nýbrž se při těžbě otáčí pouze v určitém pracovním úhlu ( $120 - 270^\circ$ ), dochází k nerovnoměrnému opotřebení nejvíce zatěžovaných segmentů valivé dráhy. Z tohoto hlediska jsou na tom hůře segmenty vrchní části valivé dráhy, jejichž poloha vůči výložníkům je pevně daná. Poloha segmentů spodní části valivé dráhy vůči výložníkům se mění v závislosti na momentálním natočení spodní stavby s podvozky. Některé velkstroje (např. rýpadlo KU 800)



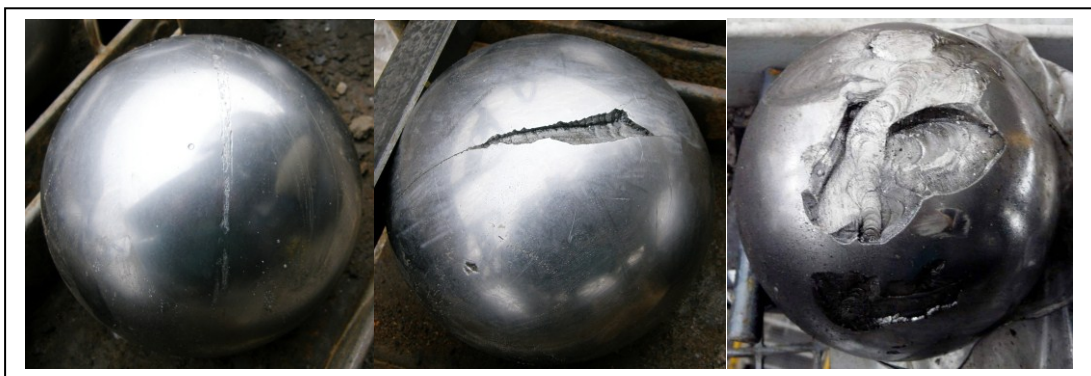
umožňují podtáčení otočné desky spodní stavby a tím změnu polohy segmentů spodní části valivé dráhy vůči pracovním polohám výložníků a tedy prodloužení životnosti valivé dráhy;

- Plastické deformace vlivem vyválnování profilu dráhy valivými elementy a v důsledku toho snižování výšky valivé dráhy. Následný vertikální pokles horní stavby zapříčiňuje kolize a poškozování klecí (viz obr. 13), či distančních vložek a uvolňování pojistných záchytných háků. Dále vyvolává potřebu kontrolovat a seřizovat záběr pastorku převodové skříně otoče do ozubeného věnce;



Obrázek 13 – Poškozené, kolidující klece na rýpadle SchRs 1320 na DNT

- Obtížné udržování čistoty ve velmi prašném prostředí a náročných klimatických podmínkách. Z konstrukčního provedení otoče vyplývá, že zakrytování valivé dráhy je problematické a obvykle málo účinné. Provozními nečistotami znehodnocený mazací tuk může vést ke zvětšování valivého odporu a poškozování segmentů kulové dráhy a koulí pittingem (viz obr. 14).



Obrázek 14 – Pittingem poškozené koule Ø 150 mm z rýpadla KU 300 a SchRs 1320

### 1.6.2 Hlavní komponenty valivé dráhy

#### Ozubený věnec

Ozubený věnec bývá v provedení s vnějším nebo vnitřním ozubením. Z technologických důvodů bývá většinou samostatný, nezávislý na segmentech tvořící vrchní a spodní část valivé dráhy. Je rovněž složený z relativně snadno vyměnitelných segmentů, na horní a spodní stavbě připevněných vysokopevnostními šrouby. Vyrábí se obvykle z výkovků o jakosti např. 15 230.3/9 nebo 15 260.3/9, zušlechtěných na smluvní hodnoty  $R_m$  [MPa].

#### Segmenty tvořící vrchní a spodní část valivé dráhy

Vrchní a spodní část valivé dráhy se skládá ze segmentů tvořících kruhovou dráhu pro vedení valivých elementů. Jako polotovary pro jejich výrobu se používají výkovky o jakosti např. 15 241.3/9, 15 341.3/9, nebo 15 260.3/9, zušlechtěné na smluvní hodnoty  $R_m$  [MPa].

#### Valivé elementy

Jako valivé elementy se zpravidla používají kované koule. Koule bývají obvykle vyrobeny z materiálu 100CrMo7-4, povrchově kalené na tvrdost 56 – 61 HRC, vyrobené v jednotném průměru, broušené s přesností na tisícinu mm a s drsností povrchu  $R_a$  0,4. Navzdory vysoce přesné výrobě není nikdy dosaženo naprosto shodných průměrů všech koulí. Je ale žádoucí, aby byly všechny koule pro jednu valivou dráhu vyrobeny se stejnou střední odchylkou, obvykle  $\pm 20\mu m$ .

Aby bylo dosaženo správného rozložení hmotnosti horní stavby na všechny koule v kulové dráze a nedocházelo k poškození koulí a vodících segmentů vlivem přetížení jednotlivých (větších) koulí, provádí se přesné rozdělení koulí po obvodu valivé dráhy. Koule se očíslojí, změří a rozdělí se vzestupně podle velikosti. Největší koule je zařazena do pomyslného středu řady koulí a z obou stran jsou postupně řazeny menší a menší koule tak, že po složení kulové dráhy tvoří vrcholy koulí rovinu nakloněnou o maximální odchylku jmenovitého rozměru. Poškozené koule lze relativně snadno vyměnit pomocí vyjímatelné vložky, která bývá obvykle v jednom z horních segmentů kulové dráhy. Po demontáži vložky vznikne inspekční otvor, kterým je možné zkontrolovat stav koulí a poškozenou kouli eventuálně vyměnit (viz obr. 15).





Obrázek 15 – Výměna poškozené koule Ø 150 mm rýpadla SchRs 1320 na DNT



### Klec

Klec slouží k vedení a rovnoměrnému rozdělení koulí po obvodě kulové dráhy. Bývá obvykle vyrobena z materiálu o jakosti 11 523, 11 503, S355J2+N, S355NL1, apod. Klec může být koncipována jako volná ve tvaru hřebenu, (viz obr. 16), nebo jednoduchá uzavřená (viz obr. 17), popř. uzavřená šroubovaná (viz obr. 12), eventuálně může být zcela nahrazena distančními vložkami, nebo distančními koulemi o menším průměru než jsou koule nosné.



Obrázek 16 – Nové klece kulové dráhy pro zakladač ZP 10000 na DB



Obrázek 17 – Nová klec kulové dráhy pro rýpadlo SchRs 1550 na DNT

### Pojistné záchytné háky

Pojistné záchytné háky jsou připevněny k otočové desce horní stavby, se kterou se společně otáčejí (viz obr. 18, 21, 22, 23, 24 a 25). Spodní rameno záchytného háku je zalomeno pod stoličku spodní stavby, nebo pod ozubený věnec otoče upevněný na spodní stavbě. Háky slouží jako pojistka proti možnému převržení horní stavby při náhlé ztrátě stability velkostroje. Háky bývají koncipovány buď jako výpalky či

svařence z plechu o jakosti 11 523, 11 503, S355J2+N, S355NL1, apod., nebo jako odlitky z uhlíkových či nízkolegovaných ocelí na odlitky, např. jakosti ČSN 42 2650.5, ČSN 42 2653.1 nebo ČSN 42 2712.5.

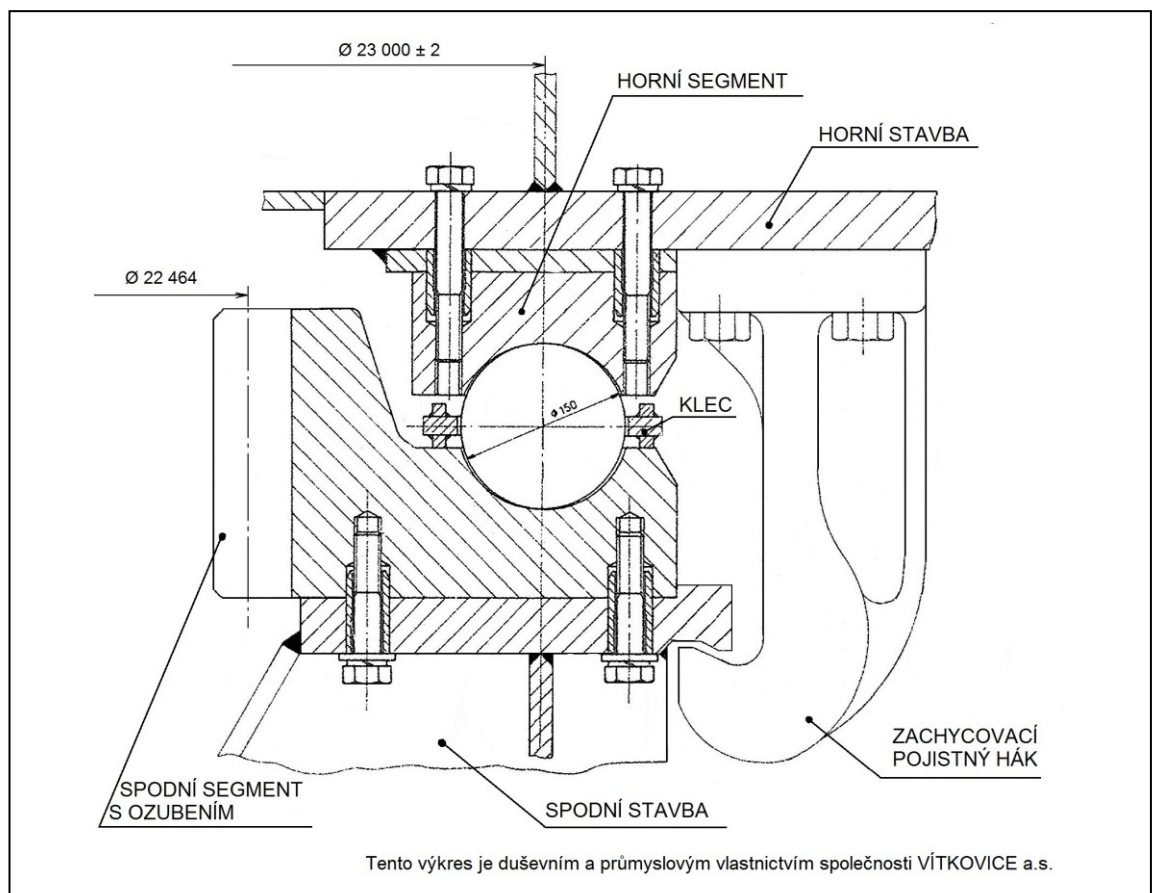
### 1.7 Otočná zařízení používaná na velkostrojích Severočeských dolů a.s.

Na Severočeských dolech a.s., v lokalitách DB a DNT, v současné době pracují povrchové dobývací velkstroje a zakladače skrývky v níže uvedeném technickém provedení otoče horní stavby:

#### Dobývací velkstroje

##### Rýpadlo K 10000 (K-74 na DB)

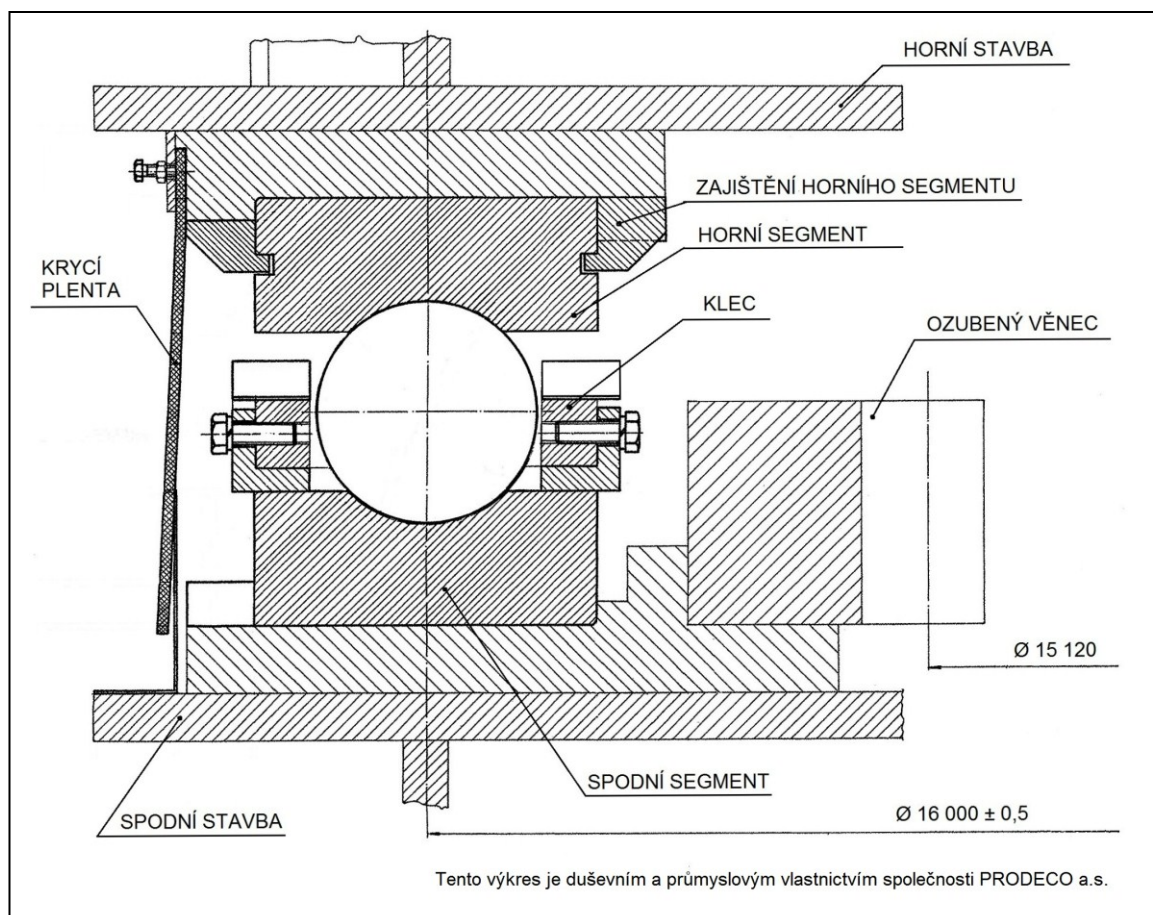
- Kolesový výložník s výsuvem;
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 4 ks pohony otoče,  $P = 75 \text{ kW}$ ,  $i = 149,5$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 23 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 408 ks koulí  $\varnothing 150 \text{ mm}$ .



Obrázek 18 – Kulová dráha otoče horní stavby  $\varnothing 23 \text{ m}$  rýpadla K 10000 [12]

**Rýpadla K 2000 (K-101) a KK 1300 (K-111) na DB**

- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kabelového bubnu;
- 6 ks pohonů otoče,  $P = 35 \text{ kW}$ ,  $i = 260,416$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 16 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 208 ks koulí  $\varnothing 200 \text{ mm}$ .



Obrázek 19 – Kulová dráha otoče horní stavby rýpadla K 2000 [13]

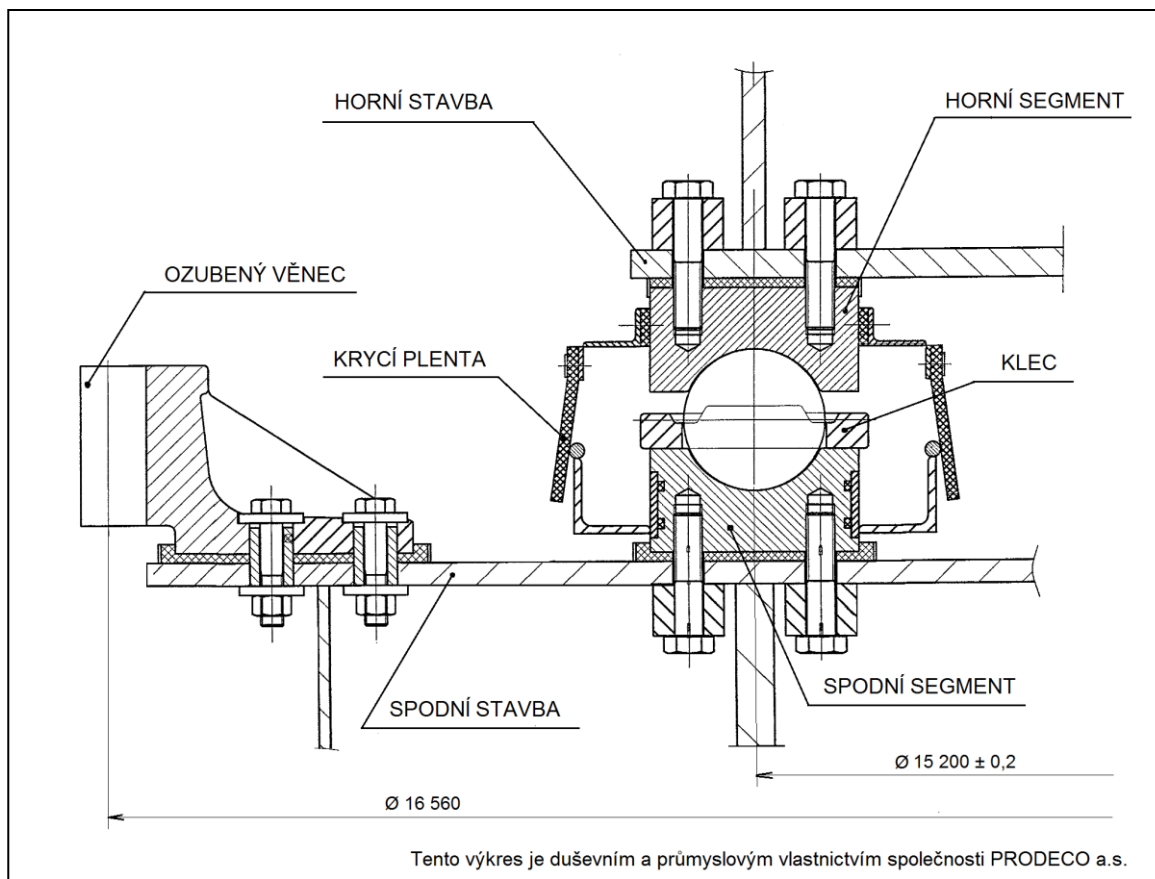
**Rýpadlo SchRs 1550 (K-109) na DNT**

- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie pomocí kabelové smyčky;
- 2 ks pohonů otoče, každý s dvěma výstupními pastorky,  $P = 45 \text{ kW}$ ,  $i = 336$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 15,2 \text{ m}$ , vnější ozubení, 243 ks koulí  $\varnothing 150 \text{ mm}$ .



**Rýpadlo SchRs 1320 (K-110) na DNT**

- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie pomocí kabelové smyčky;
- 4 ks pohonů otoče, každý s dvěma výstupními pastorky,  $P = 55 \text{ kW}$ ,  $i = 197$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 15,2 \text{ m}$ , vnější ozubení, 243 ks koulí  $\varnothing 150 \text{ mm}$ .



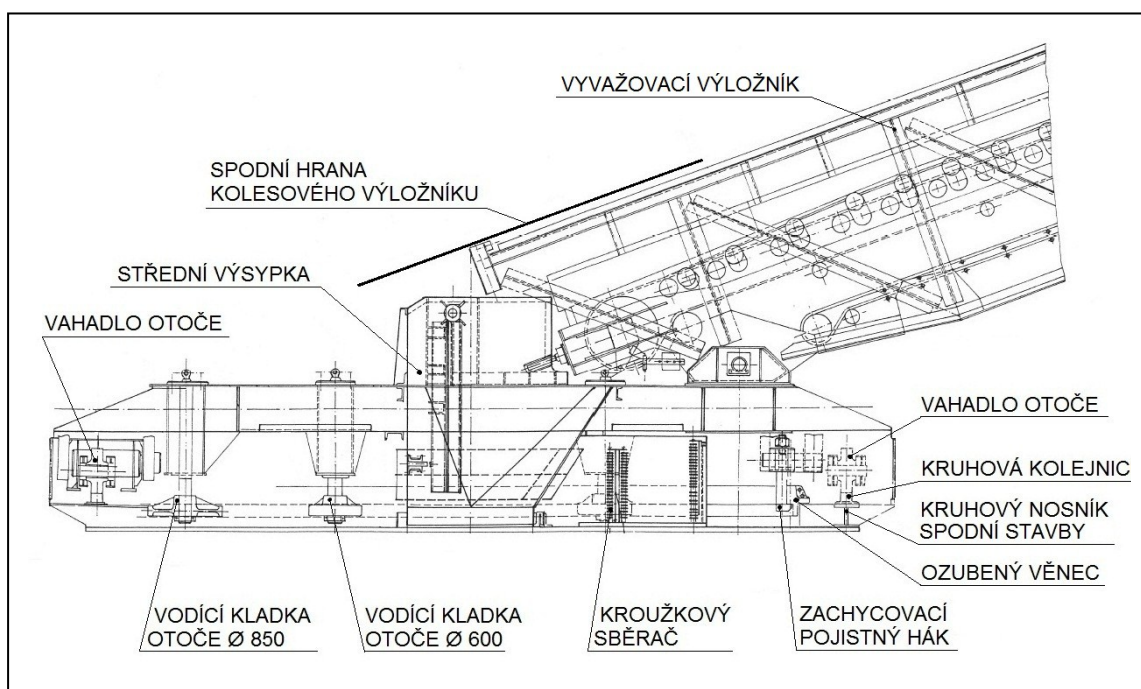
Obrázek 20 – Kulová dráha otoče horní stavby rýpadla SchRs 1320 [14]

**Rýpadla KU 800****KU 800/17 (K-105), KU 800/18 (K-99) a KU 800/19 (K-98) na DB****KU 800/20 (K-106) na DNT**

- Kolesový výložník s výsuvem;
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie pomocí kroužkového sběrače;
- 4 ks pohony otoče,  $P = 125 \text{ kW}$ ,  $i = 250$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 13,9 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 174 ks koulí  $\varnothing 200 \text{ mm}$ .

**Rýpadla K 800N/1 (K-103) a K 800N/2 (K-104) na DNT**

- Kolesový výložník s výsuvem;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kroužkového sběrače;
- 2 ks pohonů otoče,  $P = 30 \text{ kW}$ ,  $i = 63$ ;
- Bez kulové dráhy. Otoč je řešena čtyřmi velkými vahadly, každé s dvěma malými vahadly s párem pojezdových kol bez nákolků, která pojíždějí po kruhovém nosníku s kolejnicí o průměru 8,4 m. Otoč je centrována čtyřmi vodícími kladkami o průměru 600 mm a dvěma vodícími kladkami o průměru 850 mm, upevněnými na horní stavbě a odvalujícími se pod ozubením z vnitřní strany ozubeného věnce otoče.



Obrázek 21 – Otoč horní stavby rýpadla K800N1 [15]

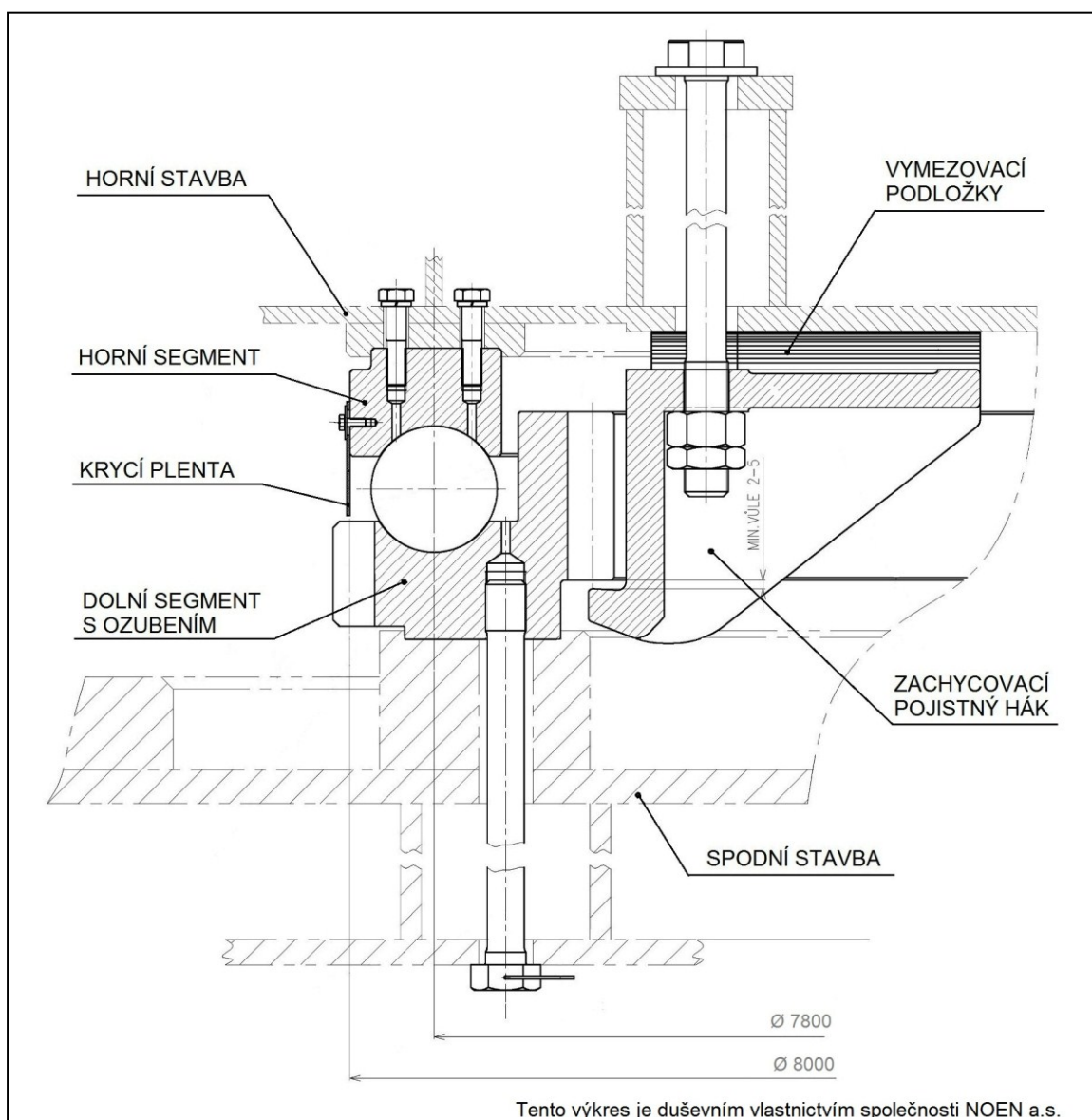
**K 650 (K-108)**

- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kroužkového sběrače;
- 3 ks pohony otoče,  $P = 41 \text{ kW}$ ,  $i = 183,9$ ;
- Bez kulové dráhy. Otoč je řešena velkopřůměrovým, třířadým, válečkovým, radiálně-axiálním ložiskem SKF – RKS o průměru 3,6 m.

**Rýpadla KU 300**

**KU 300/9** (K-64), **KU 300/22** (K-76), **KU 300/27** (K-88), **KU 300/29** (K-89) na DNT  
**KU 300/8** (K-68), **KU 300/13** (K-71), **KU 300/15** (K-70), **KU 300/16** (K-83),  
**KU 300/30** (K-91), **KU 300/40** (K-102) na DB

- Kolesový výložník s výsuvem;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kroužkového sběrače;
- 2 ks pohony otoče,  $P = 37 \text{ kW}$ ,  $i = 235$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 7,8 \text{ m}$ , vnější ozubení, 136 ks koulí  $\varnothing 150 \text{ mm}$ .



Obrázek 22 – Kulová dráha otoče horní stavby rýpadla KU 300/15 [16]

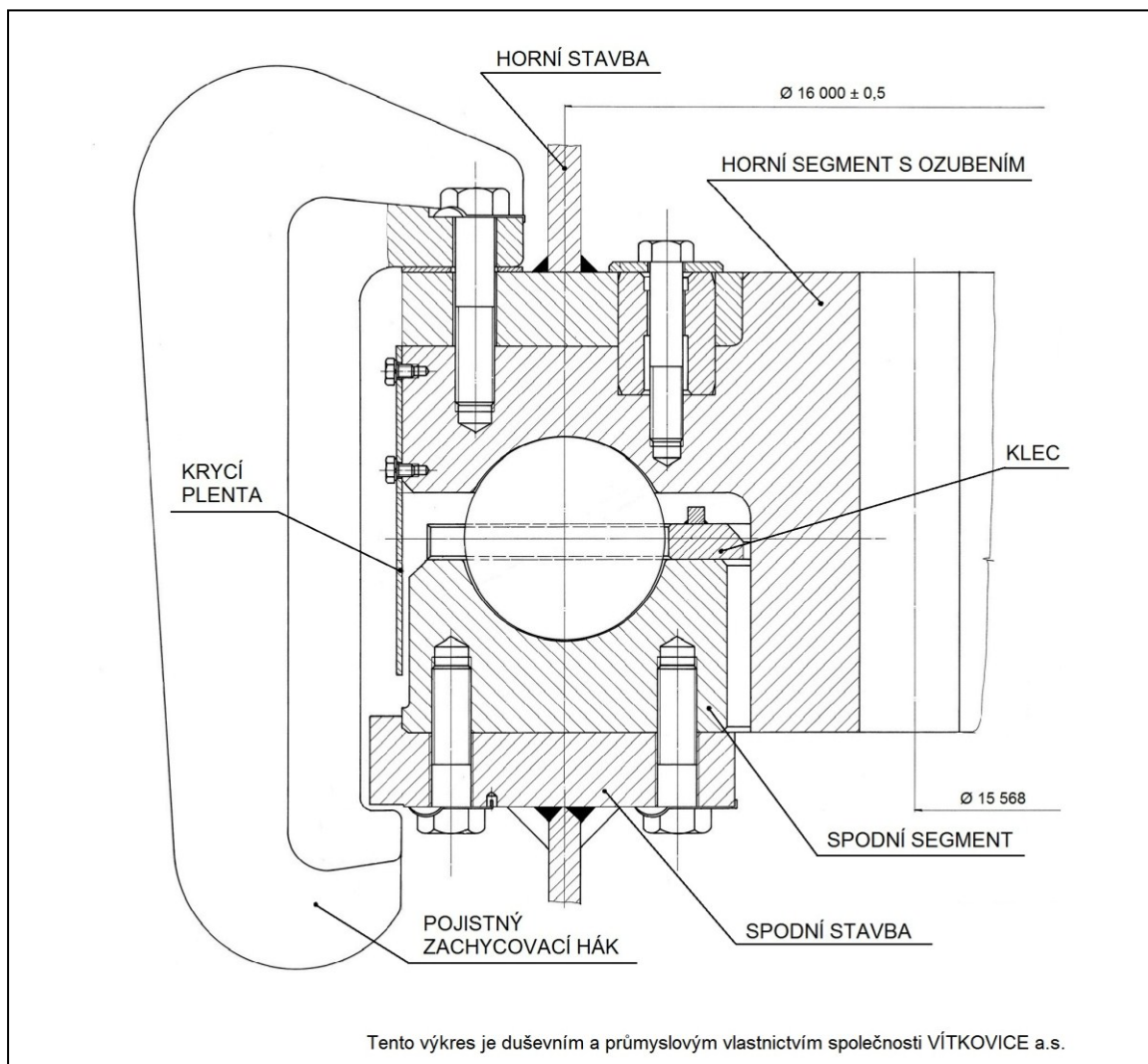
## Zakladače skřívky

### Zakladač ZP10000 (Z-81 na DB)

- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 2 ks pohony otoče,  $P = 12 \text{ kW}$ ,  $i = 1288,77$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 16 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 336 ks koulí  $\varnothing 125 \text{ mm}$ .

### Zakladač ZP 8000.1 (Z-98 na DB)

- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 2 ks pohony otoče,  $P = 9 \text{ kW}$ ,  $i = 1287$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 16 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 336 ks koulí  $\varnothing 125 \text{ mm}$ .



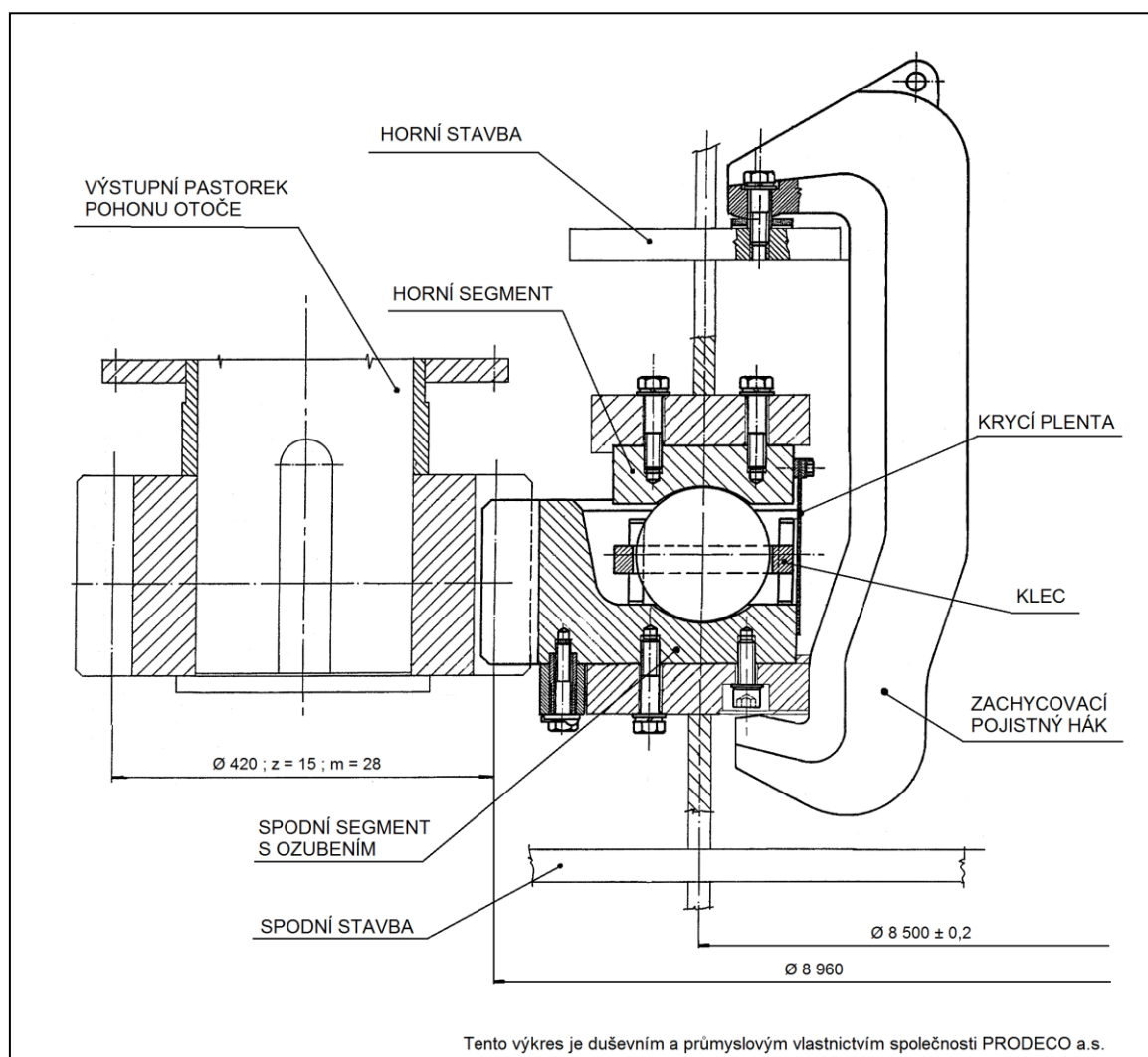
Obrázek 23 – Kulová dráha otoče horní stavby zakladače ZP 8000.1 [17]

**Zakladač ZP 6800.1 (Z-100 na DNT)**

- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 2 ks pohony otoče,  $P = 18 \text{ kW}$ ,  $i = 1848$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 12 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 212 ks koulí  $\varnothing 150 \text{ mm}$ .

**Zakladač ZPDH 6300 (Z-101 na DNT) a ZPDH 6300.1 (Z-102 na DB)**

- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 2 ks pohony otoče,  $P = 10,3 \text{ kW}$ ,  $i = 535,68$  (Z-101);
- 2 ks pohony otoče,  $P = 15 \text{ kW}$ ,  $i = 720,99$  (Z-102);
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 8,5 \text{ m}$ , vnější ozubení, 156 ks koulí  $\varnothing 150 \text{ mm}$ .



Obrázek 24 – Kulová dráha otoče horní stavby zakladače ZP 6300.1 [18]



**Zakladače ZP 5500.4 (Z-80 na DNT) a ZP 5500.5 (Z-79 na DB)**

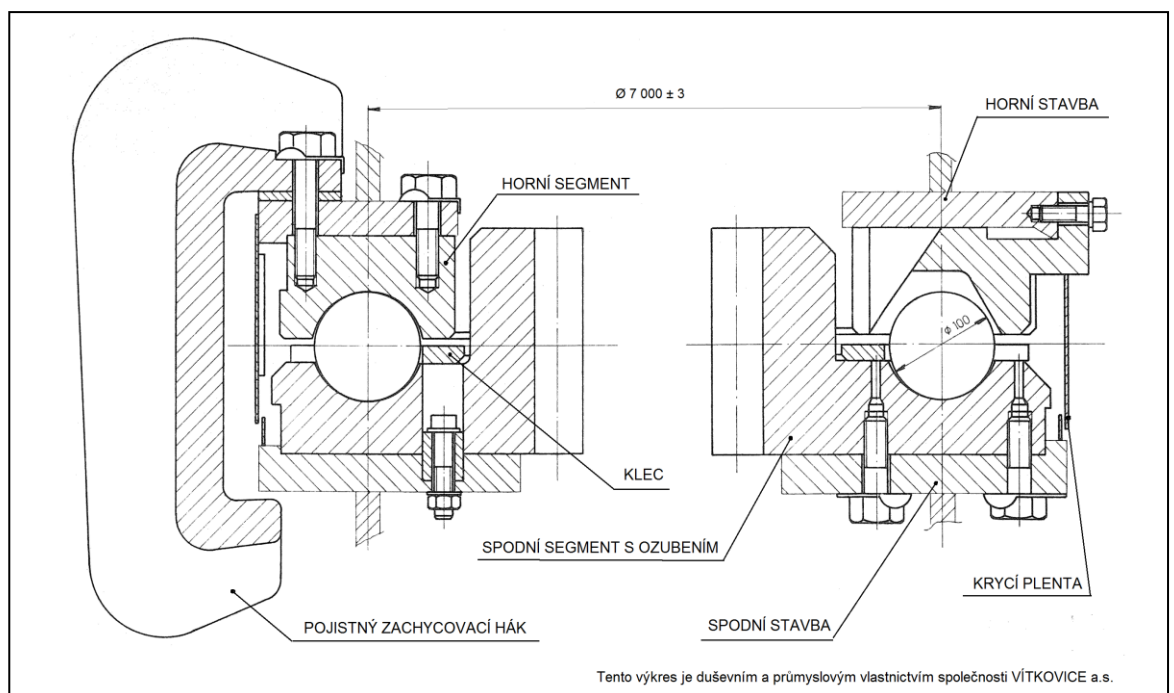
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 2 ks pohony otoče,  $P = 18 \text{ kW}$ ,  $i = 1050$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 12 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 301 ks koulí  $\varnothing 100 \text{ mm}$ .

**ZP 6600.6 (Z-85 a Z-96 na DB)**

- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 2 ks pohony otoče,  $P = 18 \text{ kW}$ ,  $i = 1843$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 12 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 301 ks koulí  $\varnothing 100 \text{ mm}$ .

**Zakladače ZP 3500.8 (Z-90 na DNT),****ZP 3500.9 (Z-99 na DB)****ZP 2500.7 (Z-92 na DB)**

- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 1 ks pohon otoče,  $P = 10 \text{ kW}$ ,  $i = 727$ ;
- Kulová dráha otoče  $\varnothing 7 \text{ m}$ , vnitřní ozubení, 175 ks koulí  $\varnothing 100 \text{ mm}$ .



Obrázek 25 – Kulová dráha otoče horní stavby zakladače ZP 3500.9 [19]

## 2. Konstrukční návrh kulové dráhy velkostroje, který má hmotnost horní stavby 3 000 tun

Zadaná hmotnost horní stavby je poměrně vysoká a značně přesahuje běžné hmotnosti horních staveb velkostrojů, nasazených v našem regionu. V základním výpočtu rozměrů kulové dráhy vycházím ze zjednodušeného vztahu pro kontaktní tlak:

Vzorce z [1]; [2]

$$k_0 = \frac{F_0}{d_k^2} \quad [\text{MPa}] \quad \text{a platí že: } k_0 \leq 4\text{MPa} \quad [1] \quad (1)$$

**Kde:**

$d_k [mm]$                        $\varnothing$  koule  
 $F_0 [kN]$                       zatížení koule

**Zatížení koule:**

$$F_0 = q \cdot s = \frac{Q}{n} \quad [kN] \quad (2)$$

**Kde:**

$Q [kN]$                       celková únosnost kulové dráhy  
 $n [ks]$                       počet koulí  
 $q [kN \cdot m^{-1}]$               měrné zatížení  
 $s [m]$                       rozteč koulí

**Celková únosnost kulové dráhy:**

$$Q = m \cdot g \quad [N] \quad (3)$$

**Kde:**

$m [kg]$                       hmotnost horní stavby  
 $g [m \cdot s^{-2}]$               gravitační zrychlení

**Rozteč koulí:**

$$s = d_k \cdot t \quad [m] \quad (4)$$

**Kde:**

$t [-]$  součinitel provedení rozteče koulí (1,4 pro klece a 2,0 pro segmenty a rozdružovací koule)

***Střední průměr kulové dráhy:***

$$D_0 = \frac{n \cdot s}{\pi} [m] \quad (5)$$

***Ověření kontaktního tlaku provedu podle vztahu:***

$$p_0 = \frac{1900}{v_1 v_2} \cdot \sqrt[3]{F_0 \left( \frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2} [MPa] \quad (6)$$

***Kde:***

$F_0 [kN]$  zatížení koule  
 $r_1 [cm]$  poloměr koule  
 $r_2 [cm]$  poloměr žlábků  
 $v_1 v_2 [-]$  pomocný součinitel (viz tab. 1)

Tabulka 1 – Hodnoty pomocného součinitele  $v_1 v_2$  [1]

$v_1 v_2$	1,6	1,48	1,39	1,35
$r_2 / r_1$	1,03	1,05	1,07	1,09

***Přičemž, podle dlouholetých zkušeností společnosti UNEX a.s. Uničov, je-li výsledný kontaktní tlak dle Hertze v rozmezí 1200 ÷ 1700 MPa, je životnost kulové dráhy považována za přijatelnou. [1]***

Volím nejběžnější průměr koulí  $\varnothing d = 150 \text{ mm}$  s poloměrem žlábků v segmentu  $r_1 = 77 \text{ mm}$ . Ověřím potřebný počet koulí pro kulovou dráhu dle zadané hmotnosti horní stavby a spočítám průměr kulové dráhy. Uvažuji velkostroj s bezvýsuvovým provedením kolesového výložníku a pro zjednodušení centrické zatížení, kde excentricita  $e = 0$ .

**Volím  $k_0 = 3 \text{ MPa}$  a provedu výpočty:**

Celková únosnost kulové dráhy:

ze vzorce (3)  $Q = m \cdot g = 3\,000 \cdot 9,81 = 29\,430 \text{ kN} = \underline{\underline{29\,430\,000 \text{ N}}}$

Zatížení koule:

ze vzorce (1)  $k_0 = \frac{F_0}{d_k^2} \Rightarrow F_0 = d_k^2 \cdot k_0 = 150^2 \cdot 3 = 67\,500 \text{ N} = \underline{\underline{67,5 \text{ kN}}}$

Počet koulí:

ze vzorce (2)  $F_0 = \frac{Q}{n} \Rightarrow n = \frac{Q}{F_0} = \frac{29\,430}{67,5} = \underline{\underline{436 \text{ ks}}}$

Rozteč koulí:

ze vzorce (4)  $s = d_k \cdot t = 0,15 \cdot 1,4 = \underline{\underline{0,21 \text{ m}}}$

Střední průměr kulové dráhy s koulemi  $\varnothing d = 150 \text{ mm}$ :

ze vzorce (5)  $D_0 = \frac{n \cdot s}{\pi} = \frac{436 \cdot 0,21}{\pi} = \underline{\underline{29,144 \text{ m}}}$

Vychází značný průměr kulové dráhy, přesahující běžné rozměry kulových drah a horních staveb velkostrojů. Vzhledem k tomu navrhuji **dvouřadou kulovou dráhu**.

Dvouřadá kruhová kulová dráha je méně obvyklé konstrukční provedení, které nemá žádný z velkostrojů používaných na DB a DNT. Předností dvouřadé kulové dráhy je fakt, že toto provedení umožňuje zmenšení průměru kulové dráhy a použití menších průměrů do dvou řad koulí. Dosáhneme tím rozložení měrného tlaku horní stavby do větší plochy a více bodů. Méně příznivé však je, že čím menší koule zvolíme, tím hůře budou překonávat případné nečistoty a zatuhlý mazací tuk. Nevýhodou dvouřadé kulové dráhy je také horší přístupnost k vnitřní dráze a tedy obtížnější kontrola, údržba a výměna vnitřních koulí. Dále je třeba zvážit, jestli velký počet koulí ve dvou řadách v jedné kleci nebude vytvářet větší valivý odpor a tedy nutnost většího výkonu pohonů otoče, zejména při rozběhu.

Celkový počet **436 ks** koulí rozdělím na **218 ks** na vnější dráhu a **218 ks** na dráhu vnitřní a jako dostatečnou mezeru mezi jednotlivými dráhami v ose koulí volím **17 mm**.

Střední průměr vnitřní kulové dráhy:

$$\text{ze vzorce (5)} \quad D_{0 \text{ vnitřní}} = \frac{n \cdot s}{\pi} = \frac{218 \cdot 0,21}{\pi} = \underline{\underline{14,572 \text{ m}}}$$

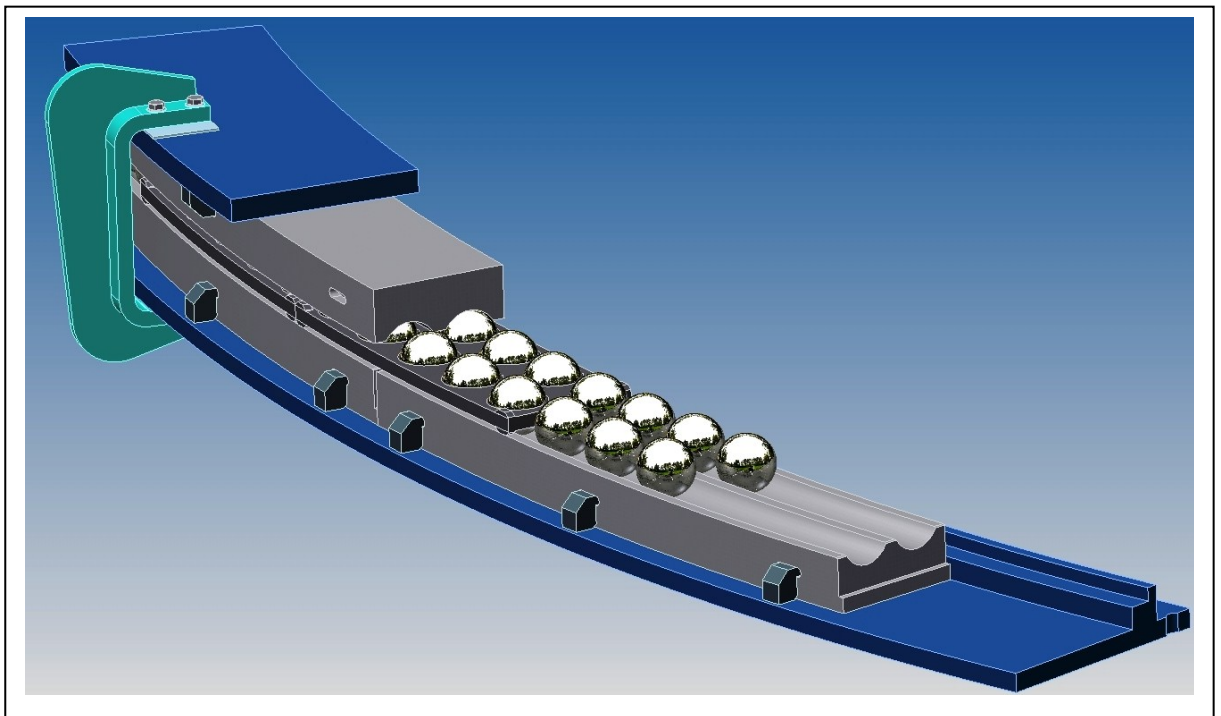
Střední průměr vnější kulové dráhy:

$$D_{0 \text{ vnější}} = D_{0 \text{ vnitřní}} + (2 \cdot 0,017) + (2 \cdot 0,15) = \underline{\underline{14,906 \text{ m}}}$$

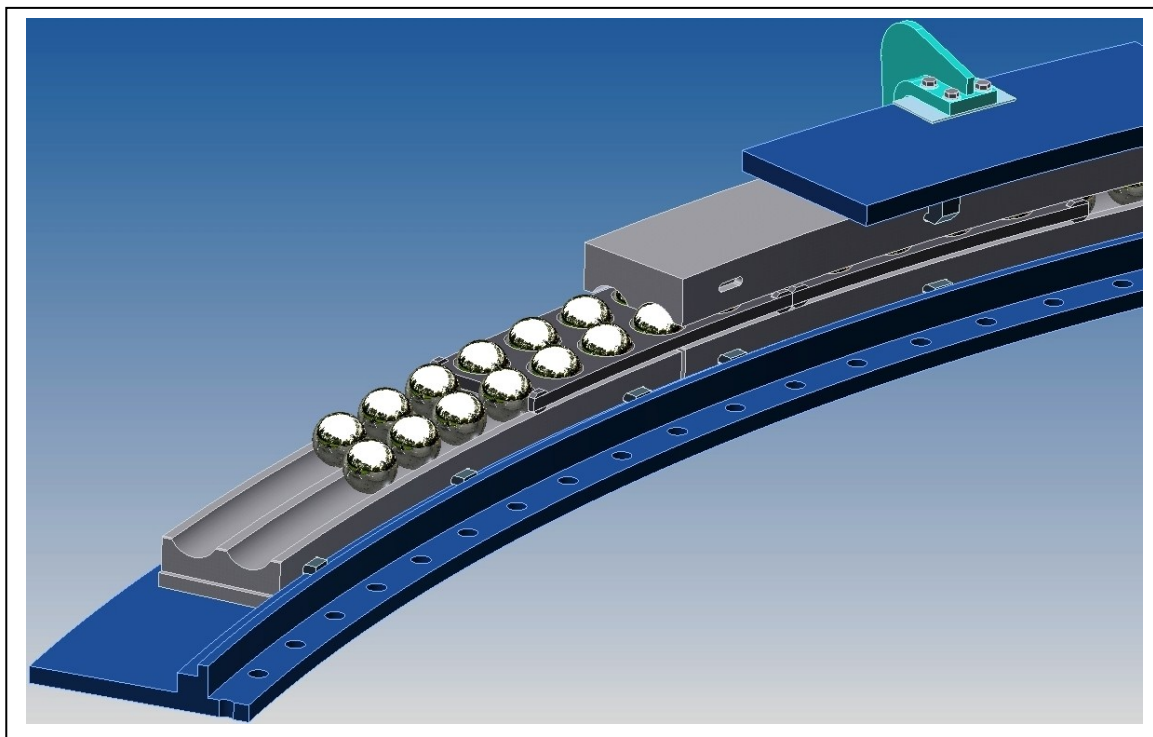
Ověření kontaktního tlaku pro koule  $\varnothing d = 150 \text{ mm}$ :

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (6)} \quad p_0 &= \frac{1900}{v_1 v_2} \cdot \sqrt[3]{F_0 \left( \frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2} = \frac{1900}{1,6} \cdot \sqrt[3]{67,5 \left( \frac{2}{7,5} - \frac{1}{7,7} \right)^2} \\ &= \underline{\underline{1\,283,7 \text{ MPa}}} \end{aligned}$$

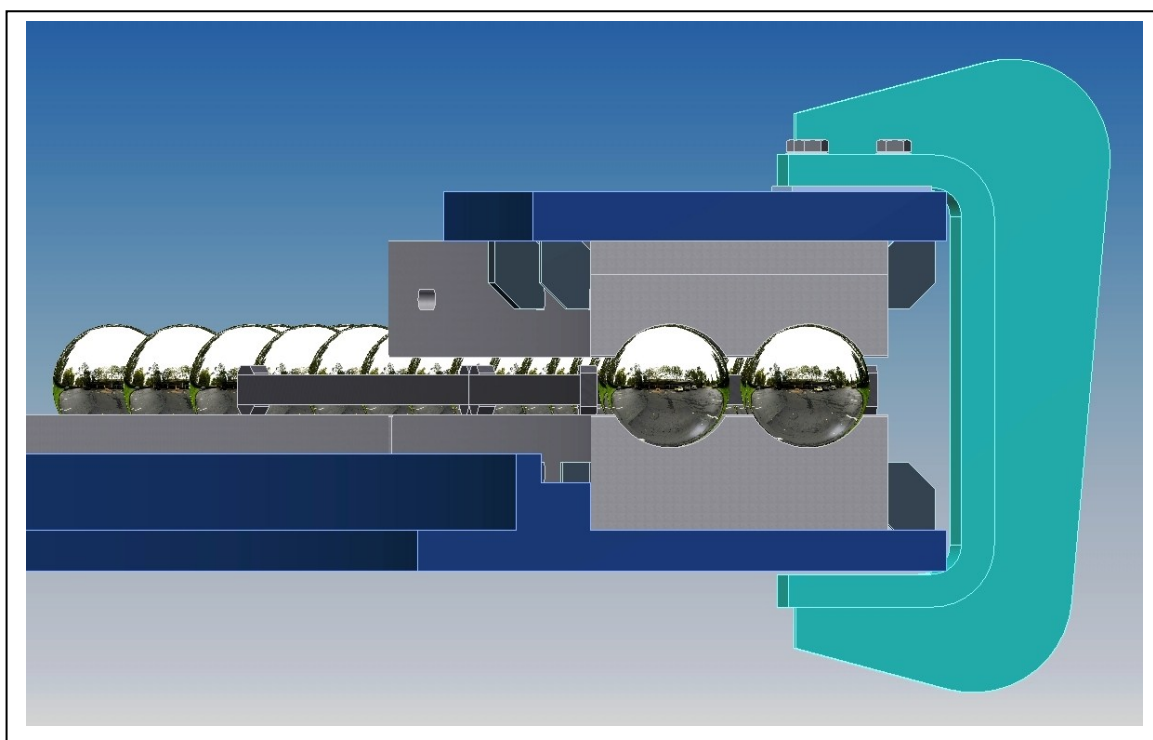
**Závěr:** Výsledný kontaktní tlak dle Hertze vychází na spodní hranici rozmezí 1200 až 1700 MPa a tedy životnost dvouřadé kulové dráhy velkостroje o hmotnosti horní stavby 3 000 tun s 436 koulemi o průměru 150 mm lze považovat za přijatelnou.



Obrázek 26 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy



Obrázek 27 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – pohled zevnitř



Obrázek 28 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – detail

### 3. Základní výpočet pohonu otoče a maximální zatížení koulí kulové dráhy pro maximální pracovní sklon 7 %

#### 3.1 Základní výpočet pohonu otoče pro maximální pracovní sklon 7 %

Pro výpočet jmenovitého výkonu pohonu otoče kontinuálně pracujících dobývacích strojů se uvažují následující statické momenty odporu:

Vzorce z [1]; [2]

**Statické momenty odporu:**

$$M_{St} = \sum_{i=1}^n M_i = M_b + M_n + M_t + M_v \quad [\text{kNm}] \quad (7)$$

**Kde:**

$M_b [\text{kNm}]$	moment odporu od boční rozpojovací síly
$M_n [\text{kNm}]$	moment odporu od náklonu otočné horní stavby
$M_t [\text{kNm}]$	moment pasivních odporů otoče
$M_v [\text{kNm}]$	moment odporu větru

**Moment odporu od boční rozpojovací síly:**

$$M_b = F_b \cdot r_b \quad [\text{kNm}] \quad (8)$$

**Kde:**

$F_b [\text{kN}]$	boční rozpojovací síla
$r_b [\text{m}]$	rameno působíště boční rozpojovací síly (k ose otoče horní stavby)

**Pro velikost boční rozpojovací síly platí:**

a) Pro písčité (homogenní) horniny:

$$F_b = F_r \cdot \frac{v_o}{v} \cdot c \quad [\text{kN}] \quad (9)$$

**Kde:**

$F_r [\text{kN}]$	rozpojovací síla
$v_o [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost otoče
$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost kola
$c [-]$	součinitel boční rozpojovací síly, empiricky zjištěný (1,0 ÷ 1,3)

b) Pro jílovité (nehomogenní) horniny empiricky zjištěné hodnoty:

Tabulka 2 – Hodnoty součinitele boční rozpojovací síly pro nehomogenní horniny [1]

	<i>Poměr rozpojovacích sil <math>\frac{F_b}{F_r}</math> (pro <math>c \cdot \frac{v_o}{v} = 0,03</math> až <math>0,15</math>);  Poměr tloušťky a šířky třísky <math>\psi = \frac{s_T}{b_T}</math> (optim. <math>\cong 1,45</math>)</i>		
	<i>0,5 až 1,5</i>	<i>1,5 až 2,5</i>	<i>2,5 až 4,0</i>
<i>Lehké jíly</i>	<i>0,2</i>	<i>0,25</i>	<i>0,35</i>
<i>Těžké jíly</i>	<i>0,35</i>	<i>0,4</i>	<i>0,5</i>
<i>Jílovce, prachovce</i>	<i>0,5</i>	<i>0,55</i>	<i>0,65</i>
<b><i>Pozn.: Pro extrémně těžké podmínky je poměr <math>F_b / F_r = 0,8</math> až <math>0,9</math></i></b>			

**Moment odporu od náklonu otočné horní stavby:**

$$M_n = (G_{hs} + G_m) \cdot e \cdot \sin \delta \cdot g \quad [\text{kNm}] \quad (10)$$

**Kde:**

$G_{hs} [t]$	<i>hmotnost otočné horní stavby</i>
$G_m [t]$	<i>hmotnost těživa</i>
$e [m]$	<i>excentricita (působíště výslednice sil z horní stavby)</i>
$\delta [^\circ]$	<i>náklon otočné horní stavby (respektive dobývacího stroje)</i>
$g [m \cdot s^{-2}]$	<i>gravitační zrychlení</i>

**Moment pasivních odporů otoče:**

$$M_t = (G_{hs} + G_m) \cdot \frac{D_o}{d_k} \cdot f_v \cdot f_p \cdot f_e \cdot g \cdot 10^3 \quad [\text{kNm}] \quad (11)$$

**Kde:**

$D_o [m]$	<i>střední průměr otoče horní stavby (kulové dráhy)</i>
$d_k [m]$	<i>průměr koulí</i>
$f_v [mm]$	<i>součinitel valení (<math>0,4 \div 1,0</math>)</i>
$f_p [-]$	<i>součinitel prokluzu koulí (<math>1,1 \div 1,25</math>)</i>
$f_e [-]$	<i>součinitel excentricity zatížení kulové dráhy (<math>1,0 \div 1,2</math>)</i>



**Moment odporu větru:**

$$M_v = P_v \cdot 10^3 \cdot \sum_{i=1}^n S_i \cdot r_{iv} \text{ [kNm]} \quad (12)$$

**Kde:**

$P_v \text{ [N} \cdot \text{m}^{-2}]$	<i>tlak větru</i>
$S_i \text{ [m}^2]$	<i>dílčí plocha otočné horní stavby vystavená větru</i>
$r_{iv} \text{ [m]}$	<i>dílčí rameno působíště síly větru (ke středu otoče)</i>

**Tlak větru:**

$$P_v = \frac{\rho_{vz} \cdot v_v^2}{2} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (13)$$

**Kde:**

$v_v \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$	<i>rychlost větru</i>
$\rho_{vz} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	<i>měrná hmotnost vzduchu</i>

**Jmenovitý výkon pro pohon otoče je pak dán vztahem:**

$$P = \frac{M_{St}}{\eta_m} \cdot \omega_o \text{ [kW]} \quad (14)$$

**Kde:**

$\omega_o \text{ [s}^{-1}]$	<i>úhlová rychlost otoče (<math>\omega_o = 2\pi \cdot n_o</math>)</i>
$n_o \text{ [s}^{-1}]$	<i>otáčky otoče</i>
$\eta_m \text{ [-]}$	<i>mechanická účinnost pohonu otoče (0,45 ÷ 0,65)</i>

**Při výpočtu maximálního výkonu pohonu otoče potřebného ke konci rozběhu je nutné uvažovat i dynamický moment odporu ( $M_d$ ):**

$$M_d = I \cdot \frac{\omega_o}{t_r} \cdot 10^3 \text{ [kNm]} \quad (15)$$

**Kde:**

$I = \sum_{i=1}^n I_i \text{ [kgm}^2]$	<i>celkový moment setrvačnosti horní otočné části (součet) dílčích momentů setrvačnosti <math>I_i = G_i \cdot r_i^2 \text{ [kgm}^2]</math></i>
$G_i \text{ [kg]}$	<i>dílčí hmotnost části stroje</i>
$r_i \text{ [m]}$	<i>dílčí poloměr položení součásti otočné horní stavby od středu otoče</i>

$t_r [s]$  čas rozběhu otoče

*Celkový moment setrvačnosti horní otočné části (I) lze stanovit i orientačně podle empirického vztahu:*

$$I = k \cdot G_{hs}^{\frac{5}{3}} \cdot g \quad [\text{kgm}^2] \quad (16)$$

**Kde:**

$G_{hs} [kg]$  hmotnost horní otočné stavby

$k [-]$  součinitel momentu setrvačnosti ( $0,09 \div 0,125$ )

*U cyklicky pracujících dobývacích strojů se uvažuje s celkovým momentem odporů:*

$$M_c = M_{St} + M_d \quad [\text{kNm}] \quad (17)$$

*Z provedených měření vyplývá, že  $M_{St}$  tvoří 15% a  $M_d$  85% celkového momentu odporu  $M$ , takže platí:  $M_c = 1,17 M_d$  [kNm]*

*Maximální výkon pro pohyb otoče (na konci rozběhu) je dán vztahem:*

$$P_{max} = 1,17 \cdot \frac{I \cdot \omega_o^2}{t_r} \cdot 10^3 \quad [\text{kW}] \quad (18)$$

**Výpočet:**

Moment pasivních odporů otoče:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (11)} \quad M_t &= (G_{hs} + G_m) \cdot 10^3 \cdot \frac{D_o}{d_k} \cdot f_v \cdot f_p \cdot f_e \cdot g \cdot 10^3 \\ &= (3000 + 36) \cdot 10^3 \cdot \frac{14,572 + 14,906}{0,15} \cdot 0,0004 \cdot 1,15 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \\ &= 2,962 \cdot 10^6 \text{ Nm} = \underline{\underline{2,962 \cdot 10^3 \text{ kNm}}} \end{aligned}$$

Kde uvažuji že:

- Zatížení dopravovaným materiálem v kolese je obsaženo v obvodové rýpací síle [5]
- Pro hmotnost těživa  $G_m$  na dopravníku kolesového výložníku v délce 50 m o šíři 2 m uvažuji  $20 \text{ m}^3$  materiálu
- Měrnou hmotnost nakypřeného těžného materiálu uvažuji  $1,7 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$

- $G_m = (20 \cdot 1,7) + 2 \text{ t}$  nálepy těžného materiálu = 36t
- Nakládací a vykládací výložník není součástí horní stavby (uvažují koncepci velkostroje K 2000)

Moment odporu od náklonu otočné horní stavby:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (10)} \quad M_n &= (G_{hs} + G_m) \cdot e \cdot \sin \delta \cdot g \\ &= (3000 + 36) \cdot 10^3 \cdot 0,6 \cdot \sin 4^\circ \cdot 9,81 \\ &= 1,2465 \cdot 10^6 \text{ Nm} = \underline{\underline{1,2465 \cdot 10^3 \text{ kNm}}} \end{aligned}$$

Kde uvažují že:

- excentricita  $e$  je max. do 0,6 m od středové osy horní stavby
- náklon otočné horní stavby, respektive zadaný max. pracovní sklon dobývacího velkostroje  $\delta = 7 \% \approx 4^\circ$  ( $0,07 \text{ rad} = 4,0107^\circ$ ).

Velikost boční rozpojovací síly:

$$\text{ze vztahu (9b)} \quad F_b = F_r \cdot 0,85 = 170 \cdot 0,85 = \underline{\underline{144,5 \text{ kN}}}$$

Kde uvažují:

- Rozpojovací sílu obdobnou velkostroji K 2000  $F_r = 170 \text{ kN}$
- Těžné materiály na Dolech Bílina: písčité jíly až jílovce, karbonátické jílovce, pelokarbonáty, písky a pískovcové bloky, karbonátové čočky, střídající se navzájem ve vertikálním směru a vytvářející extrémně těžké podmínky  $\Rightarrow$  pro výpočet tedy použijí poměr  $F_b / F_r = 0,8$  až  $0,9$  (viz tab. 2).

Moment odporu od boční rozpojovací síly:

$$\text{ze vzorce (8)} \quad M_b = F_b \cdot r_b = 144,5 \cdot 57 = \underline{\underline{8,2365 \cdot 10^3 \text{ kNm}}}$$

Kde uvažují že:

- rameno působíště boční rozpojovací síly  $r_b$  k ose otoče horní stavby je poloměr kola + délka výložníku = 57 m (7 m + 50 m)

Tlak větru:

$$\text{ze vzorce (13)} \quad P_v = \frac{\rho_{vz} \cdot v_v^2}{2} = \frac{1,225 \cdot 20^2}{2} = \underline{\underline{245 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}}}$$

Kde uvažuji:

- charakteristické maximální zatížení větrem  $v_v$  za provozu o rychlosti  $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  [5]
- měrnou hmotnost vzduchu  $\rho_{vz}$  za normálních podmínek  $1,225 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  [5]

Moment odporu větru:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (12)} \quad M_v &= P_v \cdot \sum_{i=1}^n S_i \cdot r_{iv} = 245 \cdot (154 \cdot 50 + 120 \cdot 40) = 3,0625 \cdot 10^6 \text{ Nm} \\ &= \underline{\underline{3,0625 \cdot 10^3 \text{ kNm}}} \end{aligned}$$

Kde uvažuji z návětrné strany:

- plochu kola  $S_l = 154 \text{ m}^2$  a rameno působení síly větru do středu kola  $r_{lv} = 50 \text{ m}$
- plochu strojovny s protizávažím  $S_2 = 120 \text{ m}^2$  a rameno působení síly větru  $r_{2v} = 40 \text{ m}$

Statické momenty odporu:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (7)} \quad M_{St} &= \sum_{i=1}^n M_i = M_b + M_n + M_t + M_v = 8,2365 \cdot 10^3 + 1,2465 \cdot 10^3 + \\ &2,962 \cdot 10^3 + 3,0625 \cdot 10^3 = \underline{\underline{15,508 \cdot 10^3 \text{ kNm}}} \end{aligned}$$

Celkový moment setrvačnosti horní otočné části (orientačně dle empirického vztahu):

$$\text{ze vzorce (16)} \quad I = k \cdot G_{hs}^{\frac{5}{3}} \cdot g = 0,1 \cdot 3\,000\,000^{\frac{5}{3}} \cdot 9,81 = \underline{\underline{6,122 \cdot 10^{10} \text{ kgm}^2}}$$

Jmenovitý výkon pro pohon otoče:

$$\text{ze vzorce (14)} \quad P = \frac{M_{St}}{\eta_m} \cdot \omega_o = \frac{15,508 \cdot 10^3}{0,55} \cdot 20,944 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{590,526 \text{ kW}}}$$

Kde uvažuji:

- úhlová rychlost otoče  $\omega_o = 2\pi \cdot n_o = 2\pi \cdot 0,0033 = 20,944 \cdot 10^{-3}$

➤ otáčky otoče  $n_o = 0,2 \text{ min}^{-1} = 0,0033 \text{ s}^{-1}$

Dynamický moment odporu:

$$\text{ze vzorce (15)} \quad M_d = I \cdot \frac{\omega_o}{t_r} = 6,122 \cdot 10^{10} \cdot \frac{20,944 \cdot 10^{-3}}{6} = \underline{\underline{2,137 \cdot 10^5 \text{ kNm}}}$$

Celkový moment odporů u cyklicky pracujících dobývacích strojů:

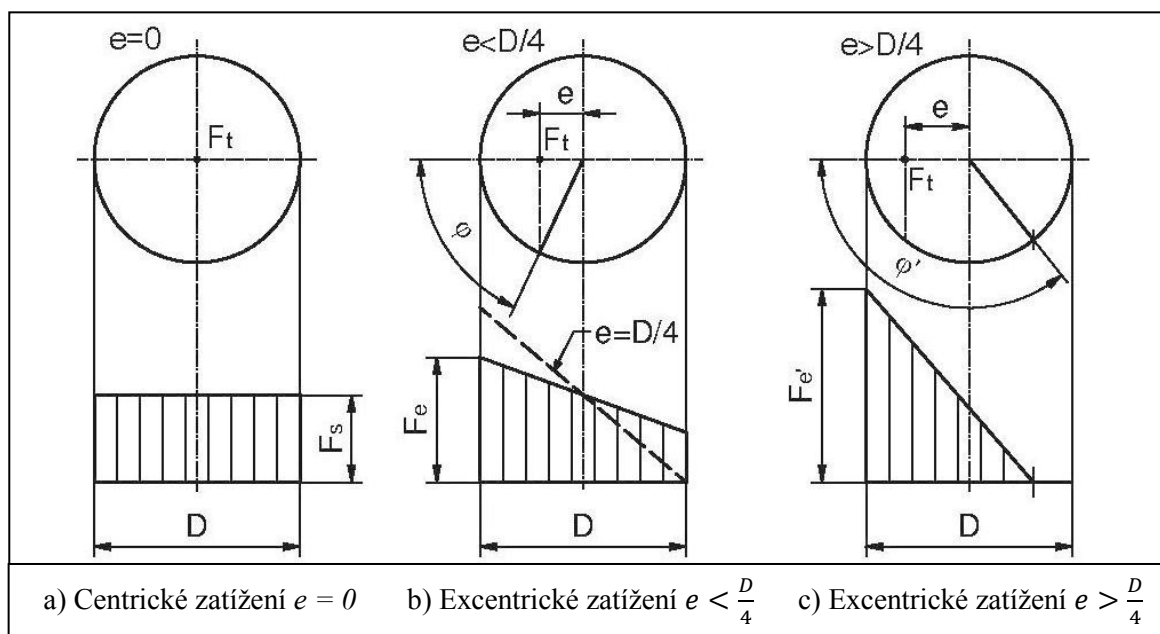
$$\text{ze vzorce (17)} \quad M_C = M_{St} + M_d = 15,508 \cdot 10^3 + 2,137 \cdot 10^5 = \underline{\underline{2,29 \cdot 10^5 \text{ kNm}}}$$

Maximální výkon pro pohyb otoče na konci rozběhu:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (18)} \quad P_{max} &= 1,17 \cdot \frac{I \cdot \omega_o^2}{t_r} = 1,17 \cdot \frac{6,122 \cdot 10^{10} \cdot (0,020944)^2}{6} \\ &= 5,2363 \cdot 10^6 \text{ W} = \underline{\underline{5,2363 \cdot 10^3 \text{ kW}}} \end{aligned}$$

### 3.2 Maximální zatížení koulí kulové dráhy pro maximální pracovní sklon 7 %

[2] U kulové dráhy lze podle působíště zatížení uvažovat níže uvedené zatěžovací stavy (viz obr. 29):



Obrázek 29 – Způsoby zatížení kulové dráhy [2]

*Za předpokladu absolutní tuhosti horního a spodního prstence podle Bernoulli-Navierovy hypotézy platí pro:  $e \leq \frac{D}{4}$  vztah pro měrné excentrické zatížení kulové dráhy:*

Vzorce z [1]; [2]

$$F_e = F_s \cdot \left( 1 + \frac{4e}{D_0} \cdot \cos\varphi \right) \quad [\text{kNm}^{-1}] \quad (19)$$

**Kde:**

$F_s$ [kN]	<i>měrné centrické zatížení kulové dráhy</i>
$e$ [m]	<i>excentricita = 0,52 m od středové osy horní stavby (viz obr. 30)</i>
$D_0$ [m]	<i>střední průměr kulové dráhy = průměr vnější kulové dráhy z předchozího výpočtu z kap.2. = 14,906 m</i>
$\varphi$ [°]	<i>úhel polohy tíhové síly otočné části = 86° (viz obr. 30)</i>

**Měrné centrické zatížení kulové dráhy:**

$$F_s = \frac{F_t}{\pi \cdot D_0} = \frac{F_t}{n \cdot s} \quad [\text{kNm}^{-1}] \quad (20)$$

**Kde:**

$F_t$ [kN]	<i>tíhová síla otočné části = celková únosnost kulové dráhy <math>Q</math> z předchozího výpočtu z kap.2. = 29 430 kN</i>
$n$ [ks]	<i>počet koulí = z předchozího výpočtu z kap.2. = 436 ks</i>
$s$ [m]	<i>rozteč koulí = z předchozího výpočtu z kap.2. = 0,21 m</i>

**Pro maximální zatížení koule platí vztah:**

$$F_{\max k} = \frac{2 \cdot F_t}{n} \quad [\text{kN}] \quad (21)$$

**Výpočet:**

Maximální zatížení koule:



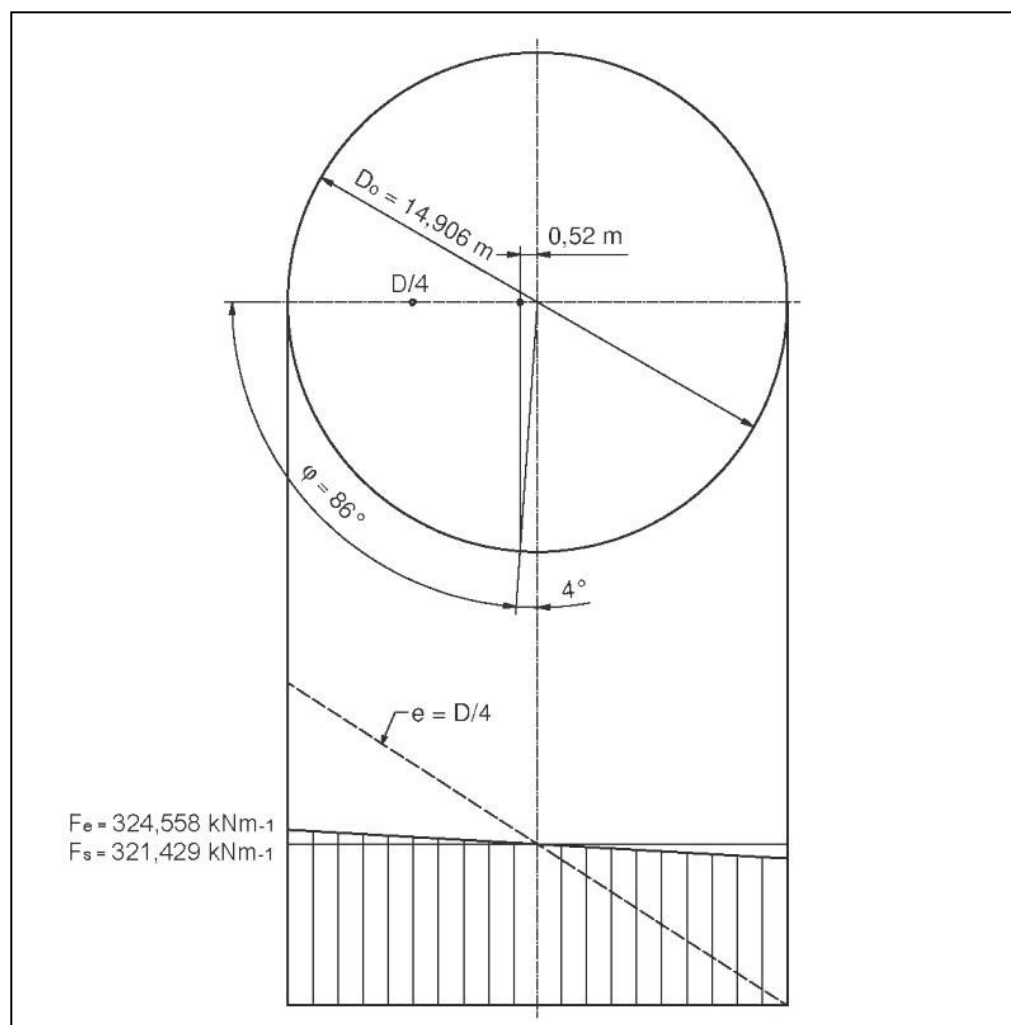
ze vzorce (21)  $F_{max k} = \frac{2 \cdot F_t}{n} = \frac{2 \cdot 29\,430}{436} = \underline{\underline{135\text{ kN}}}$

Měrné centrické zatížení kulové dráhy:

ze vzorce (20)  $F_s = \frac{F_t}{n \cdot s} = \frac{29\,430}{436 \cdot 0,21} = \underline{\underline{321,429\text{ kNm}^{-1}}}$

Měrné excentrické zatížení kulové dráhy:

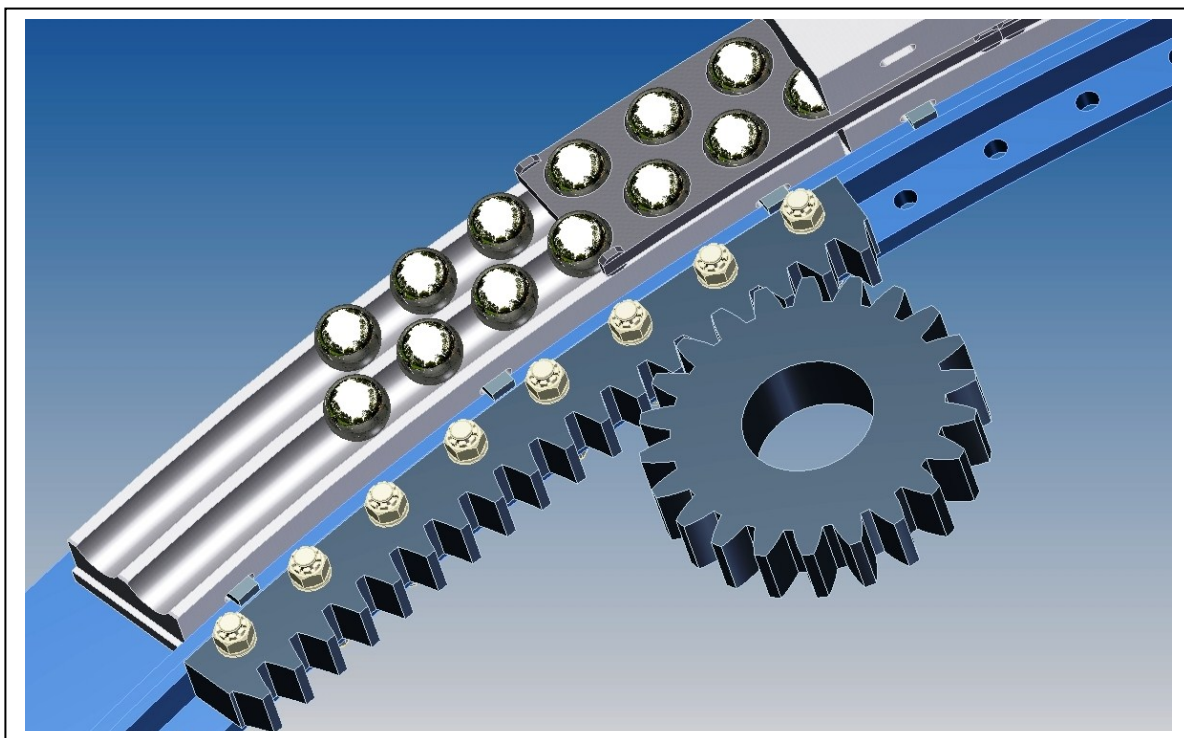
ze vzorce (19)  $F_e = F_s \cdot \left(1 + \frac{4e}{D_0} \cdot \cos \varphi\right) = 321,429 \cdot \left(1 + \frac{4 \cdot 0,52}{14,906} \cdot \cos 86^\circ\right)$   
 $= \underline{\underline{324,558\text{ kNm}^{-1}}}$



Obrázek 30 – Grafické znázornění výsledného zatížení kulové dráhy

#### 4. Konstrukční návrh spodního segmentu kulové dráhy

Segment kulové dráhy navrhují z technologických důvodů samostatný, ve shodném provedení pro horní i spodní dráhu, nezávislý na ozubeném věnci otoče. Ozubený věnec bude rovněž samostatný, v loži opřený o osazení a přišroubovaný šrouby M52 (viz obr. 31).

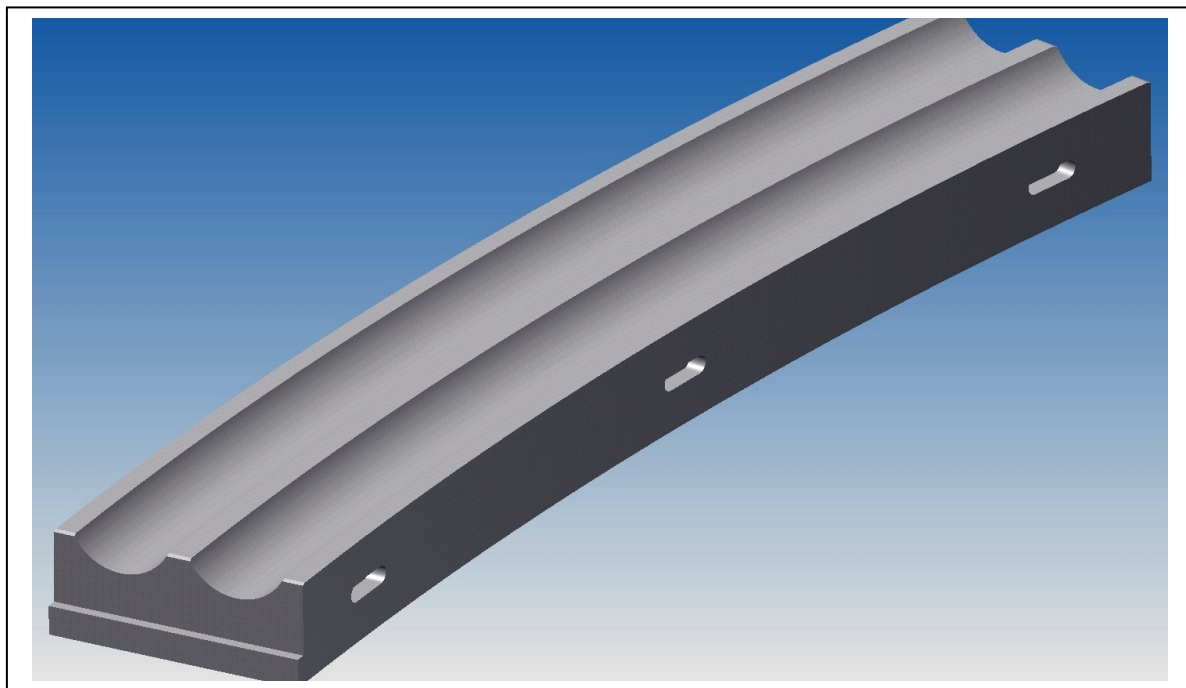


Obrázek 31 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – detail ozubeného věnce

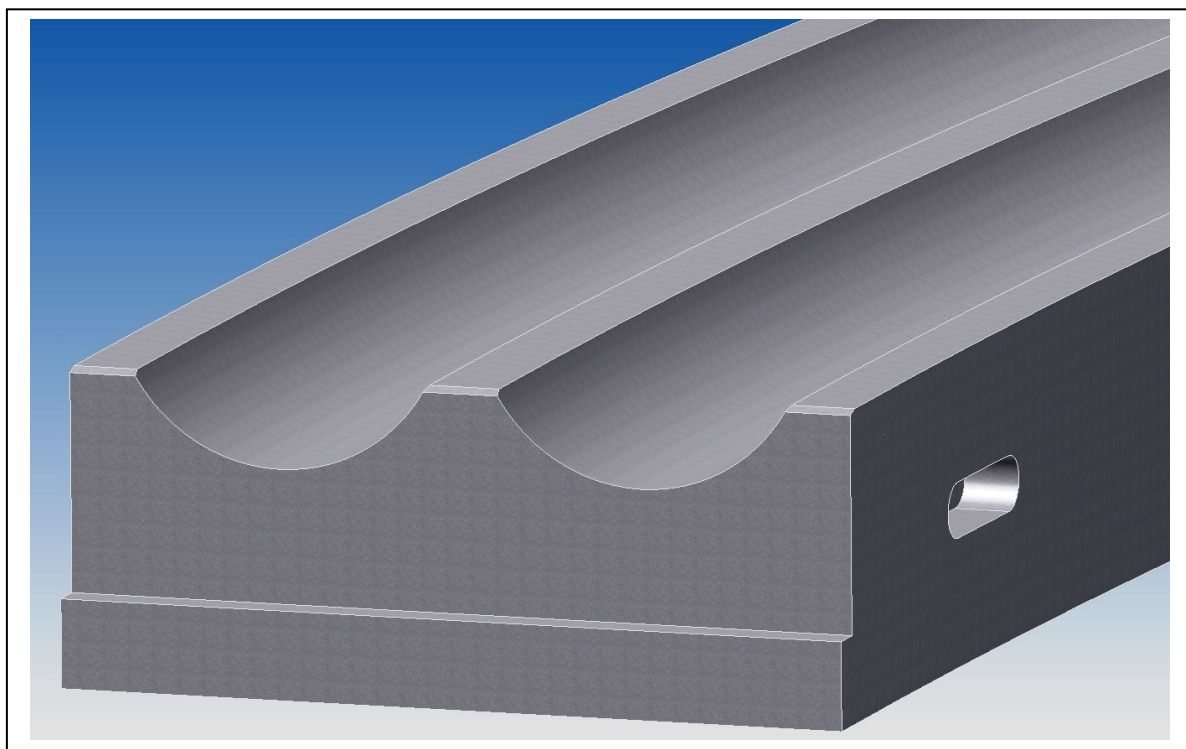
K připevnění segmentů kulové dráhy k horní a spodní stavbě navrhují co nejjednodušší způsob – systém přivařených závěsů a příložek. Jednotlivé segmenty budou ve směru horizontálním i ve vertikálním v loži dostatečně fixovány osazením na vnitřní straně segmentu a dále příložkami a závěsy.

Kruhovou dráhu rozdělím po  $15^\circ$  na 24 ks segmentů. Délka jednoho segmentu se tak pohybuje, z hlediska obrábění, na přijatelné hranici dvou metrů. Poloměr kruhového žlábků pro kouli volím 77 mm. Otoč uvažuji středěnou pouze na kulové dráze bez centrálního čepu a jako dostatečnou hloubku žlábků pro vedení koulí volím 40 mm. Po obvodu kulové dráhy vytvořím osazením z čela segmentu konstantní mezery mezi segmenty o šířce 15 mm. Tyto mezery umožní, během otáčení kulové dráhy, na okamžik odlehčení příslušné koule z vertikálního tlaku a tlaku klece. Střídavé okamžité odlehčení pomůže srovnat koule v dráze a omezí zvedání a vybočování klece. Na koncích segmentů, v místě vedení klece, volím sražení hran 2 x 6 mm, které má zabránit zachytávání klece za ostré hrany. Také klec má na krajích vodících hran podobné sražení.

Jako polotovary pro výrobu segmentů volím ocelové výkovky z dostupného materiálu o jakosti 15 260 dle ČSN 41 5260 dodané ve stavu žíhané na měkko a po vyhrubování předepisují zušlechtnění na smluvní hodnoty  $R_m$  v rozmezí 880 – 980 MPa. Tvrdost drážek pro koule (podle ČSN 41 5260 pouze informativní hodnota) by se tak měla pohybovat v rozmezí 260 – 300 HB.

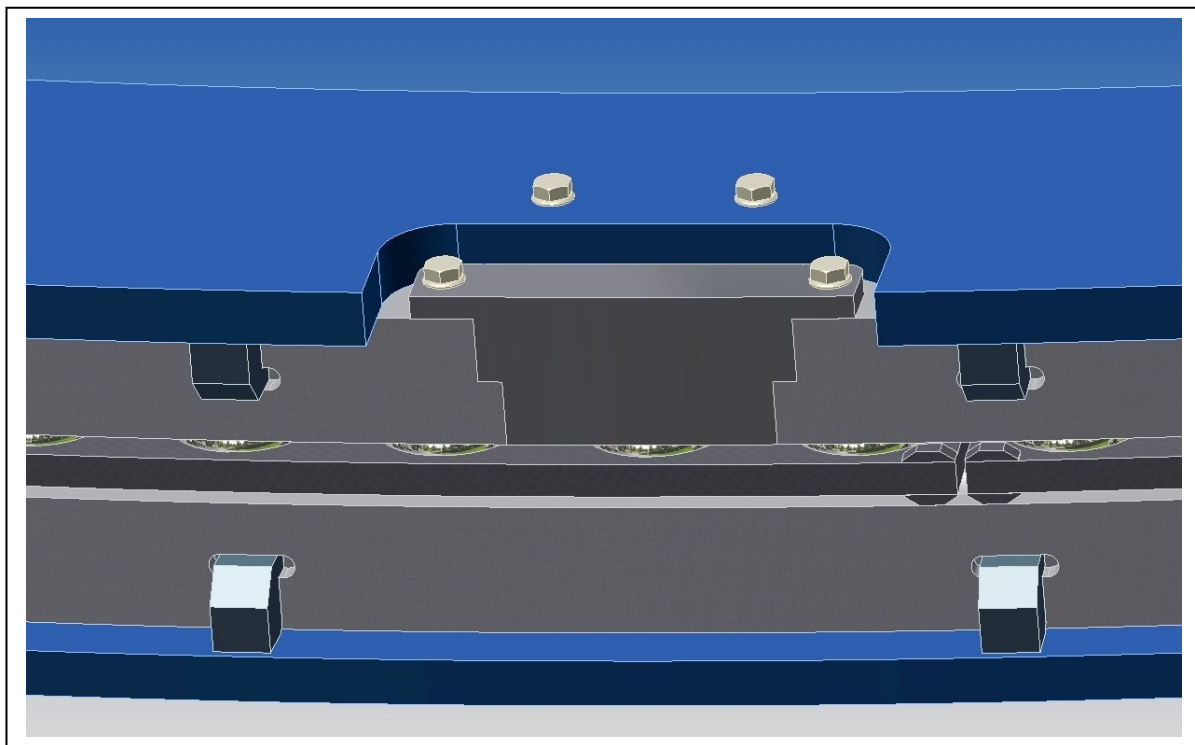


Obrázek 32 – 3D model návrhu segmentu dvouřadé kulové dráhy

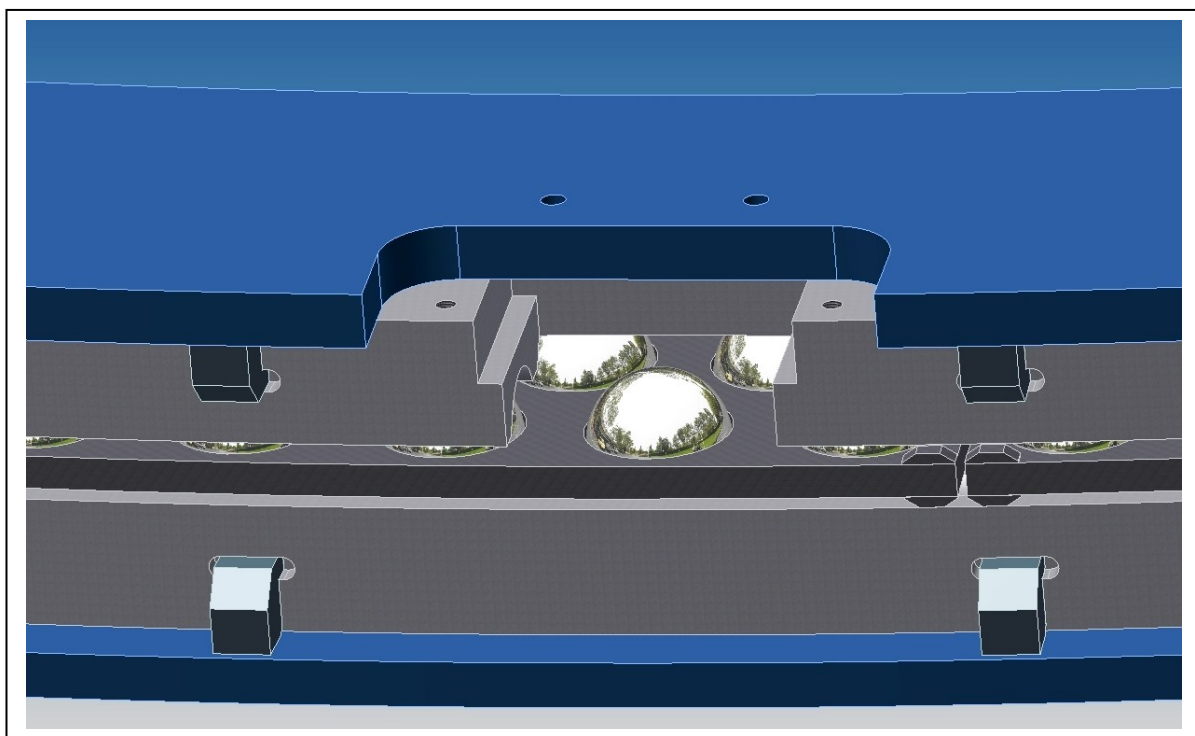


Obrázek 33 – 3D model návrhu segmentu dvouřadé kulové dráhy - detail

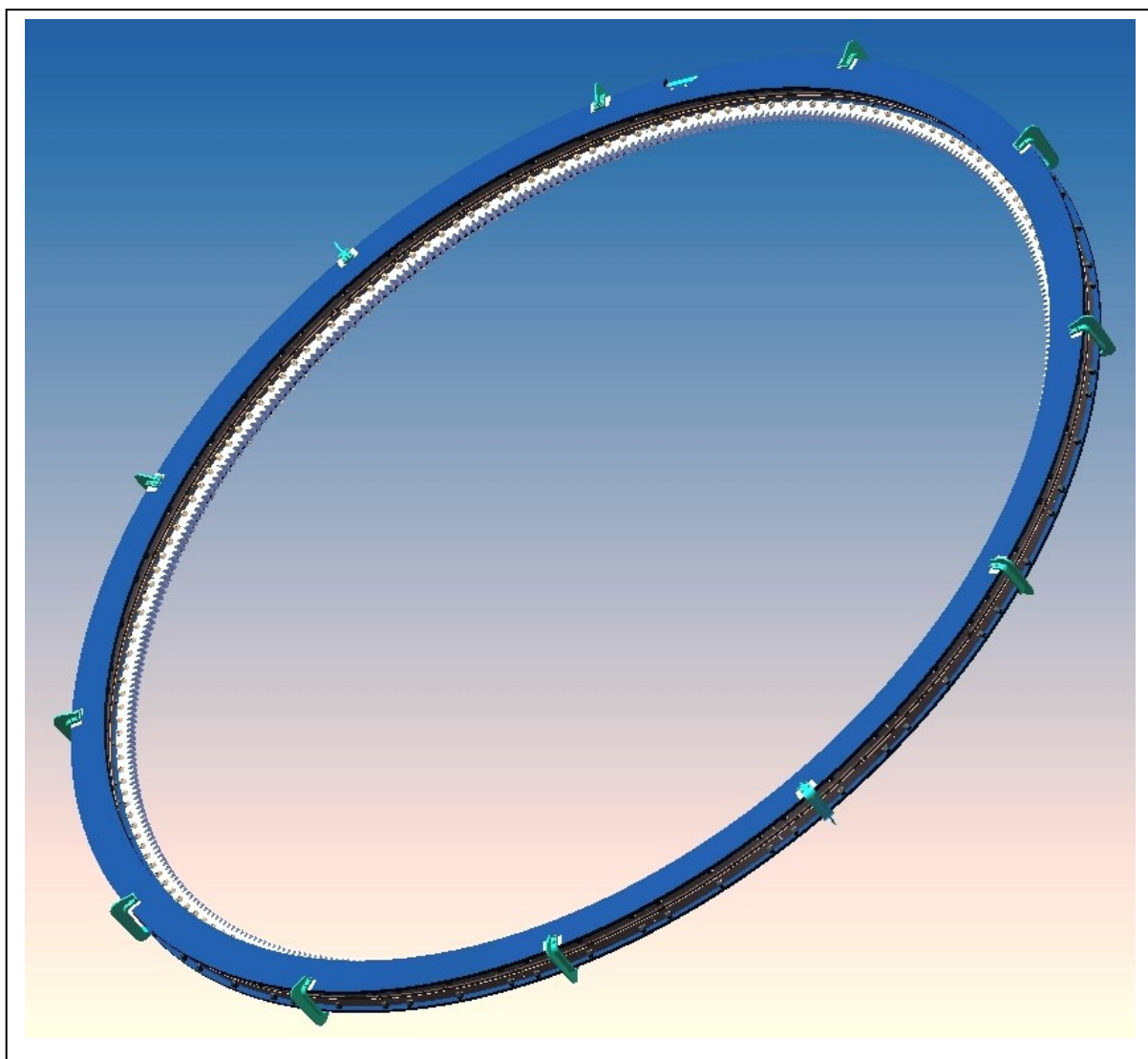
V jednom z horních segmentů navrhují inspekční otvor, kterým lze provádět kontrolu koulí v obou drahách a výměnu koulí vnější dráhy. Koule ve vnitřní dráze však bude možné vyměnit pouze po zvednutí horní stavby. Vyjímatelnou vložku koncipuji jako výsuvnou, vedenou v osazení, zajištěnou vysokopevnostními šrouby.



Obrázek 34 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – detail vyjímatelné vložky



Obrázek 35 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – detail inspekčního otvoru



Obrázek 36 – celkový 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy

## 5. Závěr

Úkolem mé bakalářské práce bylo vypočítat, navrhnout a správně dimenzovat kulovou dráhu otočné horní stavby velkostroje a pro takto dimenzovaný stroj provést základní výpočet pohonu otoče. Při výpočtu jsem vycházel ze zadaných hodnot hmotnosti a povoleného náklonu horní stavby velkostroje a dále ze základní rozvahy a predikce souvisejících pracovních a provozních zatížení a lokálních geologických a klimatických vlivů v místě předpokládaného nasazení velkostroje.

Provedený konstrukční návrh je tedy pouze v teoretické rovině, neboť byl zadán jenom hypotetický velkostroj s minimem parametrů, bez další specifikace. V případě konkrétního konstrukčního návrhu, by bylo nutné zohlednit ještě řadu dalších okolností a konkrétních parametrů stroje a v neposlední řadě také předpokládané rozměry ocelové konstrukce dolní stavby a otočné horní stavby. Dále by bylo třeba vyřešit princip centrálního mazání, mazací médium a systém zakrytování.

Navržená kulová dráha splňuje daná základní kritéria a je koncipována tak, aby její výroba, montáž, demontáž a údržba byla technologicky jednoduchá a finančně únosná a aby splnila očekávanou vysokou bezpečnost, provozní spolehlivost a dostatečně dlouhou životnost s minimálními náklady na údržbu.

Tato práce určitě nalezne uplatnění v praxi, neboť přehledně a logicky shrnuje dostupné informace o otočových zařízeních a především kulových dráhách. Zohledňuje související vlivy a poznatky z provozování kulových drah a může do určité míry posloužit jako vodítko při realizaci dalšího konstrukčního návrhu.



## **6. Poděkování**

Závěrem bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce prof. Ing. Horstu Gondekovi, Dr.Sc., za neocenitelnou pomoc při orientaci v dané problematice a kolegiální přístup.

Dále bych rád vyjádřil poděkování Odboru péče o majetek společnosti Severočeské doly a.s. za poskytnutí technických a provozních údajů a fotografií, a také společností PRODECO a.s., VÍTKOVICE a.s., NOEN a.s., UNEX a.s., KSK a.s., Vítkovice MKV s.r.o. a SEW EURODRIVE CZ s.r.o., za laskavý souhlas s použitím detailů z jejich výkresové dokumentace, která je jejich průmyslovým know-how a duševním vlastnictvím.

## 7. Seznam citované literatury

- [1] HOJDAR, J. – HELEBRANT, F. – GONDEK, H. *Povrchové dobývací stroje I.* první vydání. VŠB Ostrava, 1991. 305 s. ISBN 80-7078-125-4 Kapitola 5.1.2, s. 158-184.
- [2] GONDEK, H. – ŠEVČÍK, A. *Těžební a zpracovatelské stroje II.* Dotisk 1. vydání. VŠB – TU Ostrava, 2010. 104 s. ISBN 978-80-248-1273-1 Kapitola 2.4.2, s. 77-82.
- [3] ČSN 27 7013 (277013), *Stroje pro povrchovou těžbu. KOLESOVÁ RÝPADLA A NAKLÁDAČE. Termíny a definice.* Praha: Český normalizační institut, 1992. 19 s.
- [4] ČSN 27 7015 (277015), *Stroje pro povrchové dobývání – Technické požadavky.* Praha: Český normalizační institut, 2007. 32 s.
- [5] ČSN 27 7008 (277008), *Navrhování ocelových konstrukcí rypadel, nakladačů a zakladačů.* Praha: Český normalizační institut, 2007. 84 s.
- [6] VÍTKOVICE k.p., Ostrava, 1989. Detail výkresu č.: 1/VS 1636-P
- [7] SEW-EURODRIVE CZ s.r.o., Praha, 2007. Detail výkresu. č.: 1688163 1.70.1
- [8] VÍTKOVICE MKV s.r.o., Plzeň, 2008. Detail výkresu č.: M 10137
- [9] KSK a.s., Komořany, 2002, *Katalog náhradních dílů kolesového rypadla K800N1 / K-103.* Detail výkresu č.: Rk 6512/II
- [10] Uničovské strojírny, st.p., Uničov, 1964. Detail výkresu č.: 1-RE-1345
- [11] Uničovské strojírny, st.p., Uničov, 1978. Detail výkresu č.: 1-RL-05334
- [12] VÍTKOVICE o.p, Ostrava, 1973. Detail výkresu č.: 5-45-47-3685-0180
- [13] PRODECO a.s., Teplice, 2003. Detail výkresu č.: 1/VS 02416-P
- [14] PRODECO a.s., Teplice, 2003. Detail výkresu č.: 0/VS 02406-P
- [15] KSK a.s., Komořany, 2002, *Katalog náhradních dílů kolesového rypadla K800N1 / K-103.* Detail výkresu č.: Rk 7604/III
- [16] NOEN a.s., Uničov, 2007. Detail výkresu č.: USS-100530-A
- [17] VÍTKOVICE k.p., Ostrava, 1987. Detail výkresu č.: 5-45-47-4675-001
- [18] VÍTKOVICE PRODECO a.s., Teplice, 1998. Detail výkresu č.: 0/VS 0164
- [19] VÍTKOVICE k.p., Ostrava, 1988. Detail výkresu č.: 6-45-47-4635-004

## 8. Seznam obrázků

	strana
Obrázek 1 – Otáčení horní stavby kolesového rýpadla SchRs 1320 na DNT .....	11
Obrázek 2 – Otoč zakladače ZP 6800.1 s centrálním čepem [6] .....	12
Obrázek 3 – Šneková převodovka SEW otoče pásového vozu PVZ 2500-2 [7] .....	13
Obrázek 4 – Planetová otočová převodovka MKV zakladače ZPDH 6300.1 [8] .....	14
Obrázek 5 – Otočné zařízení s kruhovou kolejničí a otočovými pojezdovými vahadly kolesového rýpadla K 800 N1 [9] .....	15
Obrázek 6 – Uložení centrálního čepu otoče lopatového rýpadla E 302 [10] .....	16
Obrázek 7 – Kladkový věnec s válcovými kladkami lopatového rýpadla E 303 [11] .....	16
Obrázek 8 – Dvouřadé kuličkové ložisko otoče s kosoúhlým stykem .....	18
Obrázek 9 – Jednořadé válečkové se zkříženými válečky .....	18
Obrázek 10 – Kombinované válečkové/kuličkové, radiálně-axiální ložisko .....	19
Obrázek 11 – Trojřadé válečkové ložisko, radiálně-axiální .....	19
Obrázek 12 – Valivá (kulová) dráha rýpadla KU 800/17 na DB .....	20
Obrázek 13 – Poškozené, kolidující klece na rýpadle SchRs 1320 na DNT .....	22
Obrázek 14 – Pittingem poškozené koule Ø 150 mm z rýpadla KU 300 a SchRs 1320 .....	22
Obrázek 15 – Výměna poškozené koule Ø 150 mm rýpadla SchRs 1320 na DNT .....	24
Obrázek 16 – Nové klece kulové dráhy pro zakladač ZP 10000 na DB .....	25
Obrázek 17 – Nová klec kulové dráhy pro rýpadlo SchRs 1550 na DNT .....	25
Obrázek 18 – Kulová dráha otoče horní stavby Ø 23 m rýpadla K 10000 [12] .....	26
Obrázek 19 – Kulová dráha otoče horní stavby rýpadla K 2000 [13] .....	27
Obrázek 20 – Kulová dráha otoče horní stavby rýpadla SchRs 1320 [14] .....	28
Obrázek 21 – Otoč horní stavby rýpadla K800N1 [15] .....	29
Obrázek 22 – Kulová dráha otoče horní stavby rýpadla KU 300/15 [16] .....	30
Obrázek 23 – Kulová dráha otoče horní stavby zakladače ZP 8000.1 [17] .....	31
Obrázek 24 – Kulová dráha otoče horní stavby zakladače ZP 6300.1 [18] .....	32
Obrázek 25 – Kulová dráha otoče horní stavby zakladače ZP 3500.9 [19] .....	33
Obrázek 26 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy .....	37
Obrázek 27 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – pohled zevnitř .....	38
Obrázek 28 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – detail .....	38
Obrázek 29 – Způsoby zatížení kulové dráhy [2] .....	45
Obrázek 30 – Grafické znázornění výsledného zatížení kulové dráhy .....	47
Obrázek 31 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – detail ozubeného věnce .....	48
Obrázek 32 – 3D model návrhu segmentu dvouřadé kulové dráhy .....	49
Obrázek 33 – 3D model návrhu segmentu dvouřadé kulové dráhy - detail .....	49
Obrázek 34 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – detail vyjímatelné vložky .....	50
Obrázek 35 – 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy – detail inspekčního otvoru .....	50
Obrázek 36 – celkový 3D model návrhu dvouřadé kulové dráhy .....	51

**9. Seznam tabulek**

	strana
Tabulka 1 – Hodnoty pomocného součinitele $\nu_1$ $\nu_2$ [1] .....	35
Tabulka 2 – Hodnoty součinitele boční rozpojovací síly pro nehomogenní horniny [1] .....	40

**10. Seznam příloh**

A. výkres č. MIC0105-11-1	Sestava dvouřadé kulové dráhy
B. výkres č. MIC0105-7-3	Spodní segment dvouřadé kulové dráhy
C. Zvláštní příloha – vložený CD nosič	Úplná bakalářská práce včetně příloh A, B a vypracovaného posteru BP